



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**VLIV AERODYNAMICKÝCH SIL NA JÍZDNÍ
KOMFORT VOZIDLA A POLOHU KAROSERIE**

INFLUENCE OF AERODYNAMIC FORCES ON RIDE COMFORT AND VEHICLE BODY
POSITION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Telecký

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák Ph.D

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Vojtěch Telecký**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vliv aerodynamických sil na jízdní komfort vozidla a polohu karoserie

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Aerodynamické síly (vztlakové i odporové) obecně ovlivňují jízdní dynamiku vozidla, a to nejen ve vztahu k jízdním vlastnostem, ale také ve vztahu k jízdnímu komfortu. Dalším vlivem působení těchto sil je rovněž změna polohy karoserie, která ovlivňuje samotné aerodynamické chování vozidla, ale také např. geometrii kol.

Cíle diplomové práce:

1. Sestavte vhodný model vozidla - čtvrtinový model, multibody model.
2. Provéřte vliv vztlakových sil na jízdní komfort vozidla.
3. Proveďte simulace s využitím multibody modelu pro prověření vlivu aerodynamických sil na polohu karoserie vozidla - pro jízdu na vozovce, pro vozidlo stojící v aerodynamickém tunelu (bez rotace kol a fixace karoserie).
4. Analyzujte jednotlivé vlivy způsobující rozdílnou polohu karoserie modelu vozidla a reálného vozidla při shodném manévru.

Seznam literatury:

- Reimpell, J. (2001): The Automotive Chassis. Butterworth - Heinemann, Oxford.
Milliken, W. F. (1995): Race car vehicle dynamics. SAE International, Warrendale.
Hucho, W. H. (1998): Aerodynamics of road Vehicles. Society of Automotive Engineers, Warrendale.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá působením aerodynamických sil a jejími vlivy na polohu karoserie a jízdní komfort vozidla. Simulace byla provedena v počítačovém programu ADAMS (MSC Software TM).

KLÍČOVÁ SLOVA

Aerodynamika vozidel, jízdní vlastnosti, multibody simulace, komfort vozidla, ADAMS

ABSTRACT

This thesis deals with aerodynamic forces and their influence on body position and ride comfort due changes in wheel loads. Simulation was made in computer program ADAMS (MSC Software TM).

KEYWORDS

Vehicle aerodynamics, vehicle dynamics, multibody simulation, vehicle comfort, ADAMS



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TELECKÝ, V. *Vliv aerodynamických sil na jízdní komfort vozidla a polohu karoserie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Vojtěch Telecký



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svým rodičům, že mi poskytli prostředky, abych mohl studovat. Své přítelkyni Mgr. Anežce Vlkové, že mě podporovala během celé doby studia a při psaní diplomové práce, svému vedoucímu, Ing. Ondřeji Blatákoví PhD., za cenné rady a připomínky.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Teorie.....	13
1.1 Vlastnosti vzduchu.....	13
1.1.1 Hustota	13
1.1.2 Viskozita	13
1.1.3 Reynoldsovo číslo.....	14
1.1.4 Mezní vrstva	14
1.1.5 Bernoulliho rovnice	14
1.2 Aerodynamika automobilu	15
1.2.1 Tvar karoserie	16
1.2.2 Proudění od kol.....	17
1.2.3 Proudění pod kapotou automobilu	18
1.2.4 Přídavné aerodynamické prvky	18
1.2.5 Faktory ovlivňující aerodynamické vlastnosti	19
1.3 Rozložení tlaků	19
1.3.1 Soustava aerodynamických sil a momentů	20
1.4 Zjišťování aerodynamických vlastností a parametrů	22
1.4.1 Jízdní zkouška	23
1.4.2 Měření v aerodynamickém tunelu	26
1.4.3 Simulace v PC	31
1.5 Jízdní komfort.....	33
1.5.1 ISO 2631	33
1.5.2 Komfort dle NASA.....	35
1.5.3 Sperlingův jízdní index	35
2 Sestavení čtvrtinového modelu automobilu.....	36
2.1 Odvození pohybových rovnic.....	37
2.2 Důležité charakteristiky	38
2.2.1 Vlastní frekvence neodpružené hmoty.....	38
2.2.2 Jízdní tuhost.....	38
2.2.3 Vlastní frekvence odpružené hmoty	39
2.2.4 Součinitel tlumení	39
2.2.5 Přepočet pružin Moation ratio	40
2.3 Tvorba čtvrtinového modelu v prostředí MSC ADAMS.....	40
2.4 Vazby a náhrady v modelu.....	41
2.4.1 Náhrada kola s pneumatikou	42



2.4.2	Nahrazení tlumiče	42
2.4.3	Poloha těžiště	43
2.4.4	Přichycení trojúhelníkového ramena ke karoserii	43
2.4.5	Těhlice	44
2.5	Parametry modelu	44
2.6	Zpřesnění modelu	46
3	Prověření vlivu aerodynamických sil na jízdní komfort	48
3.1	Vstupní parametry	48
3.2	Simulace vstupních parametrů v ADAMS/Car	49
3.3	Odezva na budící frekvenci	50
3.3.1	Odezva na budící frekvenci v ¼ modelu auta	51
3.3.2	Odezva na budící frekvenci ADAMS/CAR	52
3.3.3	Zadávání aerodynamických účinků ADAMS/Car	53
3.4	Simulace jízdy po nerovné vozovce	53
3.4.1	Klasifikace nerovnosti vozovky ISO 8608	54
3.4.2	Sayersův model vozovky	54
3.4.3	Simulace nerovné vozovky v MSC ADAMS	55
4	Změna polohy těžiště vozidla	60
4.1	Simulace změny polohy těžiště	60
4.2	Výpočet změny polohy	60
4.2.1	Vznik vertikální síly při blokování zadních kol	61
5	Vlivy způsobující rozdílnou polohu karoserie	64
5.1	Vliv nepohybující se vozovky	64
5.2	Vliv nerotujících kol	64
5.2.1	Změna proudění v okolí rotujícího kola	65
5.2.2	Odpor valení	66
5.2.3	Odvození aerodynamického odporu rotujících kol	67
5.3	Vliv geometrie	70
5.4	Tření v uložení zavěšení	70
5.4.1	Pružné lůžko uložení tlumiče	71
5.4.2	Axiální ložisko	71
5.4.3	Kulový čep	71
	Závěr	73
	Použité informační zdroje	75
	Seznam použitých zkratk a symbolů	78

ÚVOD

V současné době jsou kladeny zvýšené nároky na bezpečnost a spotřebu paliva při stále rostoucích požadavcích na dynamiku vozidla. Jedním ze způsobů, jak splnit zvýšené požadavky, je zabývat se aerodynamikou vozidla.

Vozidlo při pohybu po vozovce rozráží vzduch, který se v daném místě nachází. Vzduch proudící v okolí automobilu vytváří síly, které mají vliv na chování vozidla v daném prostředí. Tyto síly se nazývají aerodynamické účinky a různým způsobem ovlivňují chování vozidla. Vliv na spotřebu paliva a dynamické vlastnosti má zejména odpor, který vzduch vytváří. Vztlak, případně přítlak vyvolaný aerodynamickými účinky má vliv na ovladatelnost a schopnost přenášet výkon na vozovku. Aerodynamické síly jsou časově proměnné a závislé na mnoha parametrech, zejména na rychlosti, jakou se vozidlo pohybuje. Účinky vyvolané proudícím vzduchem nejsou zanedbatelné, i když se při vyhodnocování jízdního komfortu většinou neuvažují.

Ve snaze, co nejvíce snížit náklady a také čas potřebný pro vývoj nového automobilu je nutné chování simulovat v počítačovém programu. V dnešní době se stalo vytváření počítačových simulací běžnou součástí života inženýra nejen v automobilovém průmyslu, ale dá se říci, že se tento trend uplatnil ve všech průmyslových odvětvích. Na trhu je řada specializovaných programů pro různé účely. Pro simulace proudění se používají CFD programy. Pro vytváření složitých objektů se používají výborně propracované CAD systémy. Na trhu jsou také programy umožňující různé analýzy (pevnostní, modální, termální atd.). Softwarová firma MSC je jednou z předních firem pro vytváření programů pro počítačové simulace a její balíček MSC ADAMS je jedním z nejpoužívanějších nástrojů pro simulace kinematiky a dynamiky v automobilovém a leteckém průmyslu.

Cílem práce je zjistit, jak velký vliv mají aerodynamické účinky na jízdní komfort, a zda je možné je při vyhodnocování jízdního komfortu zanedbávat. Další úkol je zjistit, jaký vliv mají zablokovaná zadní kola na polohu karoserie při testech ve větrných tunelech se stacionárními koly.



1 TEORIE

Publikací věnujícím se silovým účinkům proudícího vzduchu na vozidlo je spousta. Většinou se jedná o zahraniční zdroje bez českého překladu. Například významu aerodynamických účinků nejen v motorsportu se věnuje [4] nebo [6]. Zmínky o významu aerodynamiky jsou snad v každé knize zabývající se dynamikou vozidel jako například [19], [21] nebo [30]. Z českých vydání stojí za zmínku [8], kde je možné najít omezené informace v českém jazyce.

Aerodynamika, je vědní obor (zejména část mechaniky), který se zabývá obtékáním vzduchu kolem tělesa v atmosféře a jeho silovými účinky na toto těleso. [1] Poznatky z oboru aerodynamiky hrají hlavní úlohu při konstrukci letadel, automobilů, jak závodních, tak i osobních, při konstrukci mostů, přehrad a budov. Aerodynamické síly jsou závislé na rychlosti a mohou mít jak pozitivní, tak negativní vliv na automobil. Například aerodynamický odpor má velký vliv při akceleraci, kdy je kladen důraz, právě na to, aby byl tento odpor co nejmenší. Naopak při deceleraci vozidla může síla aerodynamického odporu pomoci kratší brzdné vzdálenosti. [6]

1.1 VLASTNOSTI VZDUCHU

V naší atmosféře je vzduch tvořen přibližně 78 % dusíku, 21 % kyslíku a 1 % vzácných plynů a vodních par, vyjádřeno objemovým zastoupením. Jednotlivé částice vzduchu na sebe mohou působit dvěma způsoby. Pokud na sebe částice narazí, a nedochází ke skluzu na rozhraní, dochází ke vzniku tzv. normálových sil, označovaných také jako tlakové síly. Pokud dojde ke skluzu částic na rozhraní, dojde ke vzniku tangenciálních sil. V reálném prostředí se potom vyskytují oba případy současně. O tom, jak velké jsou tangenciální síly, rozhoduje viskozita vzduchu, většinou jsou ale výrazně menší než síly normálové. Vrstva, kde dochází ke kontaktu vzduchu s obtékaným tělesem, se nazývá mezní vrstva. V této vrstvě dochází ke vzniku velkých obtokových rychlostí a také ke vzniku velkých tečných sil. [6]

1.1.1 HUSTOTA

Vzduch, který tvoří atmosféru okolo Země, sahá až do výšky několika kilometrů. Vzduch je plyn, jeho částice se tedy pohybují náhodně s náhodnými rychlostmi. Energie jednotlivých částic je ovlivněna teplotou- čím větší teplota, tím větší rychlostí se částice pohybují a tím také dochází k nárůstu vzdáleností mezi jednotlivými partikulemi. Je tedy zřejmé, že pokud je počet částic na 1 m² konstantní pak hmotnost a tlak musí zůstat také konstantní. Pokud dojde ke zvýšení teploty, dojde ke zvětšení vzdáleností mezi jednotlivými částicemi, pokud dojde ke snížení teploty, vzdálenosti se zkrátí. V obou případech potom dochází ke změně počtu částic na příslušnou jednotku. Proto je zaveden pojem specifická hmotnost vzduchu, která udává, jak se změní hmotnostní objem v závislosti s teplotou. Pro stanovení hustoty vzduchu je potřeba znát přesnou hodnotu teploty a tlaku. [6]

1.1.2 VISKOZITA

Viskozita je důležitý parametr pro stanovení Reynoldsova čísla a může být popsána jako „odpor“ v tekutinách. Například olej má větší viskozitu než voda. Viskozita je stanovena na základě sil působících v tekutinách, když dochází ke změnám rychlostí uvnitř tekutiny. Viskózní síly se uskutečňují mezi tekutinou a mezní vrstvou na povrchu tělesa. Čím více je tekutina viskóznější, tím více sil se přenáší z tekutiny na těleso. Obráceně: čím více je tekutina viskóznější, tím náročnější je hýbat tělesem v tekutině. Pokud nedochází k výskytu



viskózních sil u tekutiny, tekutina je označována jako ideální. Viskozita vzduchu a ostatních plynů je závislá na teplotě, respektive pomalu roste se stoupající teplotou. [6]

Viskozita může být kinematická nebo dynamická. Přičemž převrácená hodnota dynamické viskozity se označuje jako tekutost. Kinematická viskozita se také označuje jako vaznost. [6]

1.1.3 REYNOLDSOVO ČÍSLO

Reynoldsovo číslo popisuje vztah mezi vnitřními a viskózními silami uvnitř tekutiny. Toto číslo je bezrozměrné, pro jeho stanovení slouží níže uvedená rovnice a na jeho základě lze rozhodnout, zda proudění v daném místě je laminární nebo turbulentní. Dále platí, že proudění se dají považovat za podobná, pokud vyjde Reynoldsovo číslo stejné. [4]

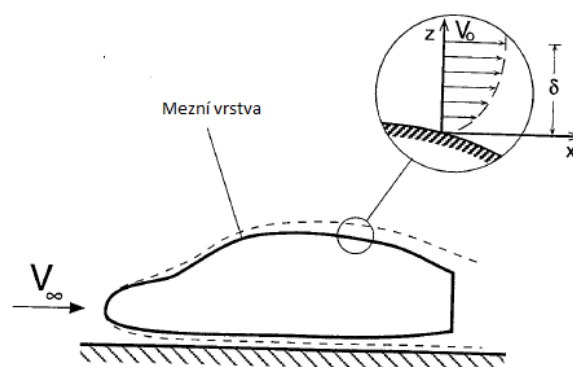
$$\text{Reynoldsovo číslo: } Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (1)$$

Kde ρ je hustota proudícího média, v je rychlost média, L je charakteristický rozměr (například délka vozidla) a μ je hodnota kinematické viskozity.

1.1.4 MEZNÍ VRSTVA

Mezní vrstva je tenká vrstva tekutiny v blízkosti obtékaného tělesa a vzniká díky viskozitě daného prostředí. Rychlost proudění se parabolicky mění od nulové hodnoty při povrchu tělesa, až po maximální hodnotu, respektive hodnotu volného proudění, v určité vzdálenosti. Mezní vrstva existuje u všech obtékaných těles, ať už jednoduchých nebo složitých tvarů. Velikost mezní vrstvy se může měnit od několika mm až po několik cm. [4]

V reálném prostředí se setkáváme s mezní vrstvou laminární, popřípadě turbulentní. Většinou mezní vrstva přechází z laminární na turbulentní. O tom, o jaký typ mezní vrstvy se jedná, rozhoduje způsob proudění v daném místě. Proměnná rychlost částic při turbulentním proudění má za následek vznik silnější vrstvy, která má vyšší koeficient tření a tím i vyšší odpor. [4]



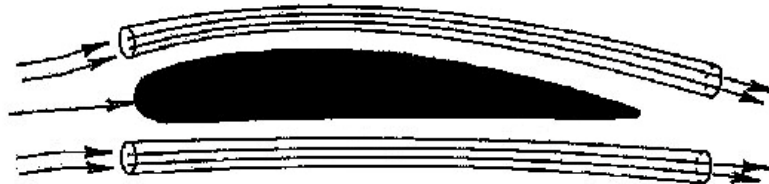
Obr. 1 Mezní vrstva přeloženo z [4]

1.1.5 BERNOULLIHO ROVNICE

Bernoulliho rovnice slouží k popisu volného proudění mimo mezní vrstvu. Využívá k tomu tlaky a rychlosti proudění v okolí obtékaného tělesa. Díky této rovnici je možné předpovědět například tlaky, případně vztlaky u různých tvarů, kde nedochází k odtrhávání proudění a mezní vrstva je malá. Další zjednodušující předpoklad je, že tekutina je neviskózní



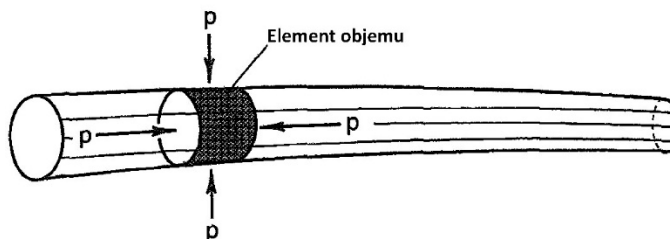
a nestlačitelná, jinak řečeno ideální tekutina. Tohoto přístupu využívá zejména hydrodynamika, ale ukázal se také velice přesný při zkoumání aerodynamiky, právě při obtékání hladkých těles, u kterých dochází ke změnám tlaků, jako například křídla letadel nebo karoserie automobilu. Bernoulliho rovnice dává do vztahu změny rychlostí a tlaků a využívá přitom zákony zachování energie. [6]



Obr. 2 Použití Bernoulliho rovnice u křídla letadla [6]

Pro příklad může být proudění nahrazeno pomyslným potrubím, ve kterém proudí bez tření ideální tekutina, a které se chová jako izolovaný systém, tedy nedochází k proudění na rozhraní. Protože součet energií musí zůstat stejný po celé délce potrubí, celková energie se rozdělí na různé druhy energie [6]:

- Potenciální energie- souvisí se změnou výšky proudícího média, pro automobilové odvětví nemá význam
- Kinetická energie- je dána známou rovnicí $(1/2mv^2)$ a odpovídá jí množství práce, které je potřeba pro zrychlení určitého množství tekutiny o hmotnosti m na rychlost proudění v
- Tlaková energie- tlaková energie v elementu proudění je rovna práci potřebné pro udržení svého určitého objemu proti vnějšímu tlaku



Obr. 3 Náhrada pomyslným potrubím přeloženo z [6]

$$\text{Bernoulliho rovnice: } p + \left(\frac{1}{2}\rho v^2\right) = \text{konst.} \quad (2)$$

Kde p je tlak v tekutině, ρ je hustota proudícího média a v je rychlost média.

Více detailů a podrobností nejen o Bernoulliho rovnici, ale i o všech základech aerodynamiky je obsaženo v [6] v kapitole 3, v [4] v kapitole 2, případně v [33] v kapitole s názvem „Venku za mezní vrstvou“.

1.2 AERODYNAMIKA AUTOMOBILU

Požadavky na tvar karoserie se liší s ohledem na použití vozidla. U závodních vozidel je kladen velký důraz na přítlak, tedy na výbornou řiditelnost ve vysokých rychlostech. V závodních speciálech tedy není nejdůležitější co nejnižší aerodynamický odpor, který hraje hlavní roli u osobních vozidel, kde se klade důraz zejména na ekonomičnost provozu. Dobré hospodárnosti se dá dosáhnout pouze omezováním jízdních odporů. [19]

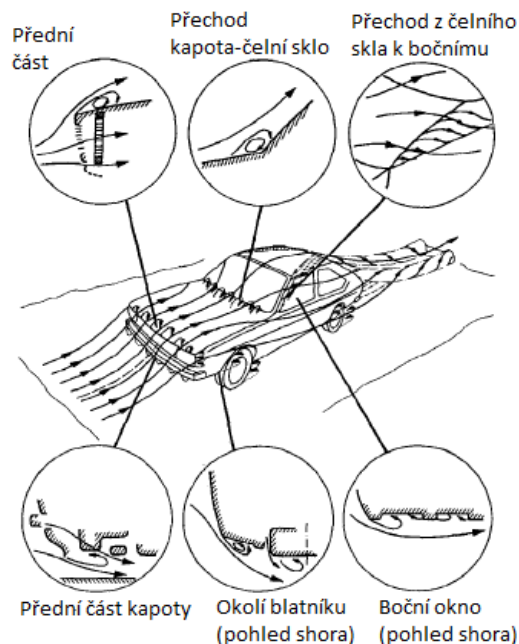


1.2.1 TVAR KAROSERIE

S ohledem na tvar karoserie se dají automobily rozdělit do velkého množství skupin a podskupin. Jako například osobní auta, nákladní auta, vozidla veřejné dopravy, nákladní automobily s přívěsem. Tvar karoserie se volí s ohledem na funkčnost, ekonomičnost a v dnešní době je samozřejmostí líbivost tvarů. Další kritérium u osobních vozidel je délka, nebo velikost auta, výrobci potom zařazují vozidla do daných tříd s tímto ohledem. Samozřejmě, že výsledná cena je potom úměrná velikosti automobilu. Vzhled, styl a móda jsou velmi důležitými neměřitelnými faktory ovlivňující nákup auta a působí v kontrastu s měřitelnými faktory, jako například technická vybavenost nebo hospodárnost při provozu vozidla. Jak praví automobilky: „vzhled je to, co prodává“ a vzhled řídí v dnešní době prodeje automobilů po celém světě. Proto je tedy potřeba najít rovnováhu mezi funkční a designovou stránkou vozidla. Ačkoli móda se rok od roku mění, aerodynamika se rok od roku zlepšuje. Dokonce některé prvky, které výrazně ovlivňují aerodynamiku, jsou dnes považovány za módu. [21]

S ohledem na použití vozidla jsou kladeny různé požadavky na aerodynamické vlastnosti. Je zřejmé, že například vytváření velkého přitlaku při průjezdu v zatáčkách u supersportovních vozidel nebude podstatné u nákladního auta. Naopak potlačení aerodynamického hluku v osobních autech nebo autobusech je důležitý aspekt, který není úplně podstatný u vozidel supersportovní kategorie. [21]

V následujícím obrázku je popsáno, jak dochází k obtékání vzduchu na jednotlivých částech karoserie.



Obr. 4 Proudění v okolí automobilu přeloženo z [21]

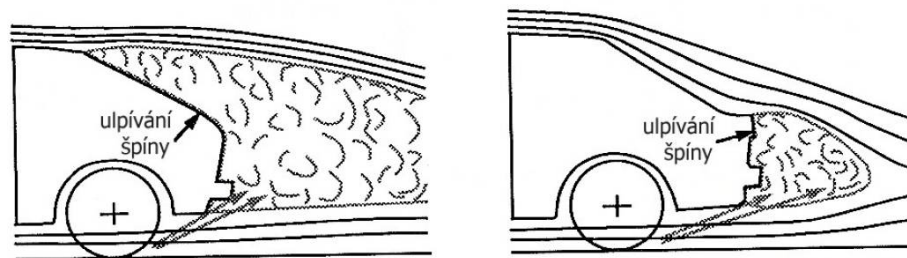
V přední části dochází ke vzniku odporové síly, která může být výrazně ovlivněna tvarováním přední části, zejména potom úhlem mezi kapotou a čelním sklem. Tzv. zaoblenost přední části určuje, jak tlak od proudícího vzduchu může způsobit aerodynamický odpor. Vhodnou volbou zaoblení a nízkého umístění kapoty lze výrazně korigovat hodnotu aerodynamického odporu. Tzv. neutrální čára rozhoduje o tom, kde dojde k rozdělení proudění nad a pod vozidlo.



Nižší umístění neutrální čáry, pomáhá dosáhnout nižší aerodynamický odpor. Neutrální čára má také vliv na působení vztlačové síly. Zvýšení neutrální čáry pomáhá rychlejšímu odvodu vzduchu pod vozidlem a tím zvýšení přitlaku, tedy snížení vztlačové síly. [19]

Oblast přechodu z kapoty na čelní sklo určuje, jak bude vzduch proudit po čelním skle a následně také po střeše vozidla. V místě přechodu dochází ke vzniku vířivých proudů, které zvyšují aerodynamický odpor. Malé úhly přechodu mezi čelním sklem a kapotou pomáhají snížit aerodynamický odpor. Na druhou stranu dochází k většímu namáhání stíračů od proudícího vzduchu, k vyššímu vyhřívání čelního skla v teplých měsících a ke zhoršení výhledu řidiče. [19]

Zadní část karoserie má velký vliv na aerodynamický odpor. Aerodynamický odpor je závislý na úhlu mezi střechou a zadním sklem a vzdálenosti zadního skla od konce vozidla. Obecně platí, že se vzrůstající vzdáleností čelního skla od zadní hrany vozidla klesá aerodynamický odpor. Z hlediska návrhu karoserie je potřeba se také zabývat tím, aby na zadním skle a světlometech neulpívala špína. Toho lze dosáhnout vhodným tvarováním zadní části, aby docházelo k odtrhávání vzduchu a vzniku turbulentního proudění za zadní hranou karoserie. Vzniklé turbulentní proudění následně do sebe vtahuje vlhkost a špínu, která se na vozidlo dostává z vozovky a od rotujících kol. [19]



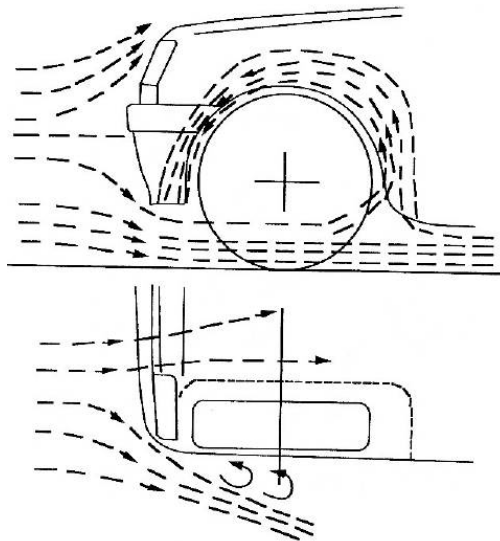
Obr. 5 Ulpívání špíny v zadní části vozidla [3]

Při proudění vzduchu pod vozidlem dochází ke vzniku aerodynamického odporu. Zejména zavěšení, systém pro odvod spalin a další části podvozku mají za následek vznik odporu. V praxi se setkáváme s různými úpravami, jako jsou například kryty podvozku. Závodní vozy bývají vyrobeny se speciálně tvarovanými podvozky, aby docházelo k odvodu vzduchu do potřebných míst, případně docházelo ke zvýšení přitlaku. [19]

1.2.2 PROUDĚNÍ OD KOL

Kola vozidla výrazným způsobem ovlivňují aerodynamiku. V celkovém měřítku se proudění od kol podílí přibližně 25 % velikosti odporové síly. [20] Místo, kde dojde k odtržení proudění má výrazný vliv na rozložení tlaku nejen na kole, ale také v jeho blízkosti. U stojícího kola dochází v horní části k výrazným vztlakům a v zadní části dochází ke zvýšenému odporu. Rotující kolo dosahuje nižších vztlaků a odporů v porovnání s kolem stojícím. Magnusův jev je potom nazýván jev, při kterém rotující kolo způsobuje vztlak. [19] Tento jev je detailně popsán v kapitole 5.2.1.

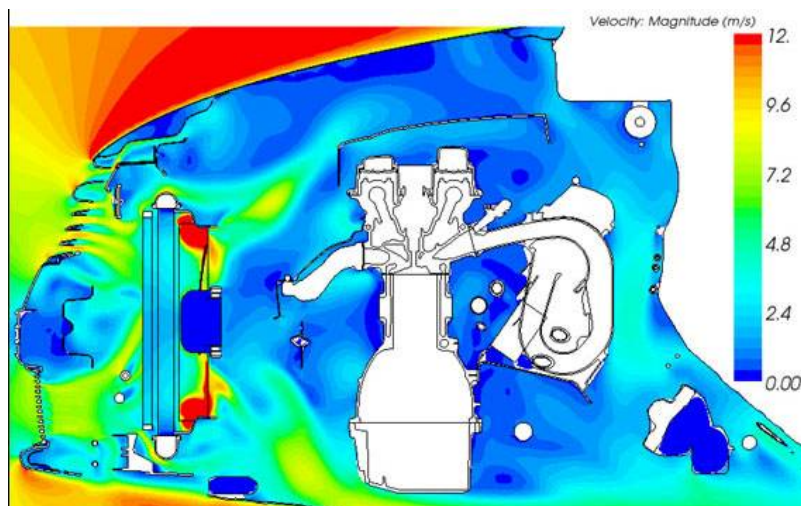
Proudění v okolí kol má také důležitou roli z hlediska chlazení brzd a přívodu vzduchu, případně odvodu vzduchu do dalších částí automobilu. Snížením mezery v okolí kola je možné výrazně zmenšit aerodynamický odpor kola. Tento přístup pro zmenšení odporu kola je hojně využíván zejména v závodních aplikacích typu DTM, WTCC, NASCAR, atd. [19]



Obr. 6 Proudění okolo předního uzavřeného kola [19]

1.2.3 PROUDĚNÍ POD KAPOTOU AUTOMOBILU

Proudění pod kapotou je velký přispěvatel aerodynamického odporu. Proud vzduchu přiváděný do chladiče se opírá o blok motoru a tento dynamický tlak je převeden na aerodynamický odpor. Proudění vzduchu pod kapotou není jednoduchý problém a aerodynamická optimalizace je velmi náročná. Zjišťování aerodynamického odporu chladicí soustavy může být provedeno měřením zaslepeného a otevřeného přívodu k chladiči a následném porovnání výsledků. [19]



Obr. 7 Proudění vzduchu pod kapotou vozidla [35]

1.2.4 PŘÍDAVNÉ AERODYNAMICKÉ PRVKY

Jako přídavné prvky jsou označovány součásti, které mění aerodynamické vlastnosti u již existujícího vozidla. Těchto technických úprav bývá využíváno jak u závodních, tak i sériových vozidel za účelem lepší ovladatelnosti. Nejčastěji se jedná o úpravy na předním a zadním spoileru. Změny, případně úpravy na předním spoileru přinášejí většinou zvýšení aerodynamického odporu, ale zároveň zabraňují vztlakům jak na přední, tak na zadní nápravě. Zadní spoiler má několik funkcí. Nejčastěji se setkáváme s požadavkem



na zvýšení přítlaku. Zadní spoilery ale také mohou sloužit k omezení vírů v zadní části a lepšímu usměrnění vzduchu při odchodu z vozidla. [19]

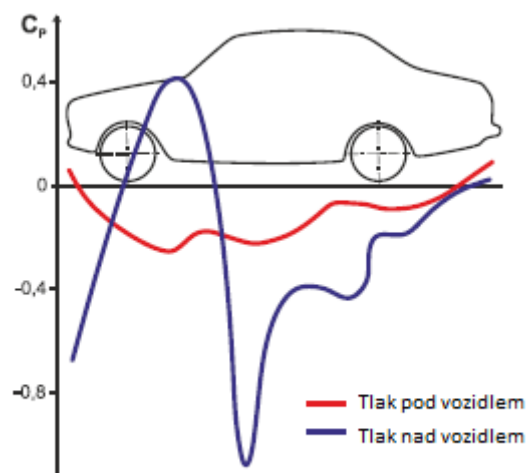
1.2.5 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ AERODYNAMICKÉ VLASTNOSTI

Další faktory, které mohou ovlivnit aerodynamické vlastnosti, jsou například směr proudění vzduchu, světlá výška vozidla nebo naklonění karoserie. Při změně proudění od podélné osy, dochází k zvětšení odporové síly a nárůstu vztlačové síly, která v krajním případě může způsobit až neovladatelnost vozidla. Další faktor, který se může projevit v reálném prostředí je naklonění karoserie okolo příčné osy. To má za následek růst vztlaku společně s růstem úhlu naklonění. [3]

1.3 ROZLOŽENÍ TLAKŮ

Koeficient C_p , je tzv. tlakový koeficient, který vzniká v důsledku obtékání automobilu proudem vzduchu. Na jeho povrchu potom vzniká nehomogenní tlakové pole, jehož průběh nám znázorňuje obrázek číslo 8. Tlakový koeficient je bezrozměrné číslo a udává relativní tlak na určitém místě povrchu tělesa. Relativní tlak vznikne porovnáním tlaku na povrchu obtékaného tělesa (vozidla) a tlaku vzdáleného. Jeho hodnoty mohou být vyšší nebo nižší jak nula v závislosti na tom, jestli v daném místě vzniká podtlak nebo přetlak. Tedy pokud je jeho hodnota vyšší jak nula ($C_p > 0$), vzduch je v daném místě zpomalován a vzniká přetlak. Naopak pokud proud vzduchu v daném místě zrychluje, tlakový koeficient nabývá hodnoty menší jak nula ($C_p < 0$), a v daném místě dochází k podtlaku. V obrázku číslo 8 si tedy můžeme všimnout, že pod pohybujícím se autem vzniká určitý mírný podtlak po celé jeho délce. Modrá křivka znázorňující průběh tlaků nad vozidlem dokazuje výrazné změny v tlacích. V přední části vozidla, v okolí čelního skla, dochází k velkému přetlaku, který v oblasti střechy prudce klesá do oblasti velkého podtlaku. Je zřejmé, že tento obrázek popisuje pouze obecný průběh tlaků a ve skutečnosti se tlaky budou měnit v závislosti na typu a provedení karoserie. Nerovnoměrné rozložení tlaků ve výsledku způsobí aerodynamickou (tlakovou) sílu. [2]

Částice vzduchu, které obtékají přímý povrch karoserie automobilu, tvoří další část procesu vzniku aerodynamických sil. Frikce, která vzniká, má hlavní podíl pouze ve složce podélného směru, tedy pro odporovou sílu. V ostatních směrech jsou nejpodstatnější rozdíly tlaků. [2]



Obr. 8 Průběh tlaků pod a nad vozidlem [2]

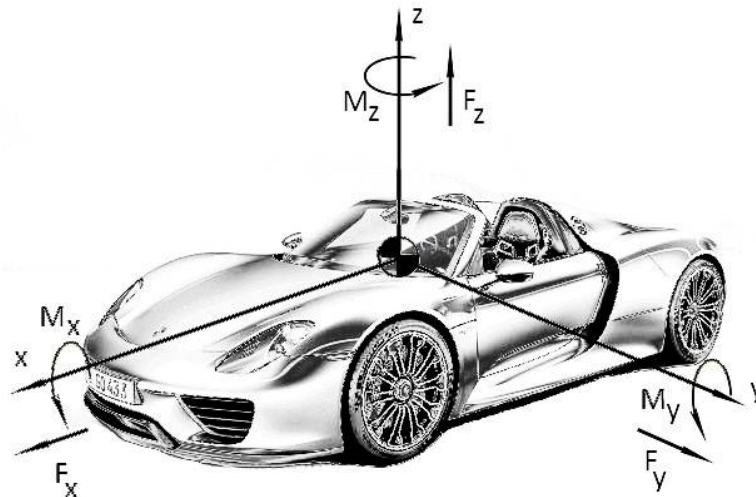


Vektorovým součtem sil od jednotlivých složek výše popsaných jevů vznikne výsledná časově proměnná aerodynamická síla. Norma ISO 8855:2011 potom stanovuje rozložení jednotlivých složek do souřadnicového systému.

1.3.1 SOUSTAVA AERODYNAMICKÝCH SIL A MOMENTŮ

Aerodynamické účinky, které na auto působí, se rozdělují na základě níže uvedeného souřadnicového systému, který je umístěn v těžišti vozidla. Proti směru osy x působí na vozidlo vzdušný odpor, v ose y působí boční síla a v ose z vztlačová, případně přítlačná síla, podle toho, jakou má síla orientaci. Okolo jednotlivých os také působí momenty. Klopný moment (okolo osy x), moment klonění (okolo osy y) a stáčení (okolo osy z). Druhá mocnina rychlosti, velikost čelní plochy a součinitel tvaru určují výslednou velikost jednotlivých aerodynamických sil. [4]

Pomocí obrázku číslo 9 provedeme rozklad sil a momentů do jednotlivých směrů os.



Obr. 9 Rozklad aerodynamické síly do souřadnicového systému překresleno z [2]

Rozklad síly do směru osy x

Odporová síla:
$$F_x = -\frac{1}{2} \cdot c_x \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot A \quad (3)$$

Rozklad síly do směru osy y

Boční síla:
$$F_y = -\frac{1}{2} \cdot c_y \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot A \quad (4)$$

Rozklad síly do směru osy z

Vztlačová síla:
$$F_z = -\frac{1}{2} \cdot c_z \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot A \quad (5)$$

Moment okolo osy x:

Moment klopení:
$$M_x = -\frac{1}{2} \cdot c_{Mx} \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot A \cdot r \quad (6)$$



Moment okolo osy y

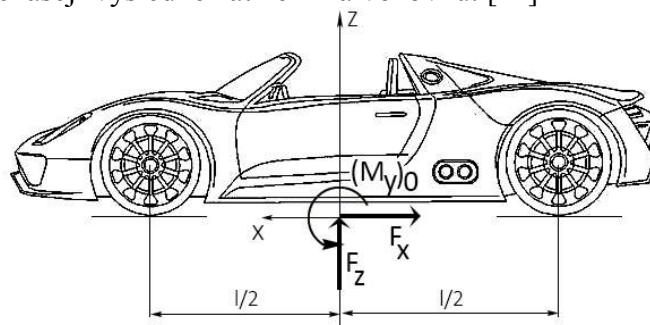
$$\text{Moment klonění: } M_y = -\frac{1}{2} \cdot c_{My} \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot A \cdot l \quad (7)$$

Moment okolo osy z

$$\text{Moment stáčení: } M_z = -\frac{1}{2} \cdot c_{Mz} \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot A \cdot l \quad (8)$$

V uvedených vzorcích značí c_x , c_y a c_z bezrozměrné aerodynamické koeficienty odporu, boční síly a vzlaku a A reprezentuje vztaznou plochu, nejčastěji je považována největší čelní plocha vozidla. Ve vztazích pro aerodynamické momenty označují c_{My} , c_{Mx} a c_{Mz} bezrozměrné aerodynamické koeficienty momentů klonění, klonění a stáčení, r značí rozchod kol nápravy a l je vzdálenost mezi nápravami, tedy rozvor náprav. [3] Bezrozměrné koeficienty berou v potaz tvar, rychlost obtékání kolem tělesa a orientaci tělesa v daném prostředí. [6]

Výše uvedené vztahy nám poslouží pro stanovení zatížení na nápravách. Na obrázku číslo 10 vidíme dvě aerodynamické síly a jeden moment, který na auto působí. K rozkladu těchto účinků nám poslouží obrázek číslo 11, pomocí kterého rozložíme síly a moment na jednotlivé nápravy. Nápravy přenášejí výsledné zatížení na vozovku. [11]

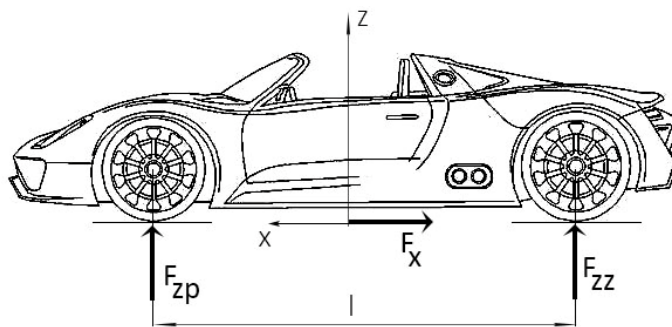


Obr. 10 Aerodynamický účinek působící na auto překresleno z [1]

K demonstraci reakcí v kolech nám slouží obrázek číslo 11 a jednotlivé vztahy odvodíme níže. [1]

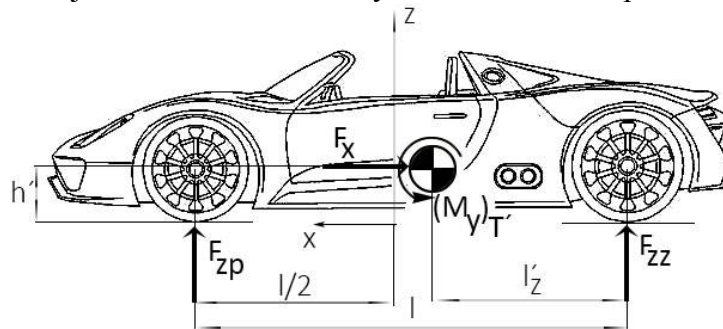
$$\text{Vztlaková síla na přední nápravě: } F_{Zp} = \frac{F_z}{2} - \frac{(M_y)_0}{l} \quad (9)$$

$$\text{Vztlaková síla na zadní nápravě: } F_{Zz} = \frac{F_z}{2} + \frac{(M_y)_0}{l} \quad (10)$$



Obr. 11 Rozklad sil na nápravy vozidla překresleno z [1]

Pomocí obrázku číslo 12 zavedeme do rovnic potřebný moment klonění vzhledem k souřadnému systému polohy těžiště. Tento moment má za následek zvýšení vztlaku zadní nápravy, avšak snížení vztlaku nápravy přední. Aby bylo možno zjistit celkové zatížení na jednotlivých nápravách, je potřeba do rovnic dosadit moment klonění vzhledem k těžišti. Účinky vzdušných sil je možné nahradit silovými reakcemi na nápravách. [11]



Obr. 12 Celkové zatížení aerodynamickými silami překresleno z [1]

Moment klonění v těžišti:
$$(M_y)_r = M_y + F_x \cdot h' - F_z \cdot \left(\frac{l}{2} - l'_z\right) \quad (11)$$

Pro celkovou velikost potom platí

Vztlková síla na přední nápravě:
$$F_{zp} = F_z \frac{l'_z}{l} + F_x \frac{h'}{l} - \frac{(M_y)_r}{l} \quad (12)$$

Vztlková síla na zadní nápravě:
$$F_{zz} = F_z \frac{l - l'_z}{l} + F_x \frac{h'}{l} + \frac{(M_y)_r}{l} \quad (13)$$

kde h' představuje výšku těžiště a l'_z představuje vzdálenost těžiště od středů zadních kol

1.4 ZJIŠŤOVÁNÍ AERODYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ A PARAMETRŮ

V současné době se v automobilovém průmyslu uplatňují tři metody pro zjištění aerodynamických vlastností. Bez simulací provedených v profesionálních programech pro výpočtové analýzy si už dnes ani práci představit nelze. Mezi další běžné testy patří simulace ve větrných tunelech. V podstatě každá úspěšná firma, zabývající se vývojem automobilů, vlastní svůj větrný tunel, který slouží pro ověření simulací vytvořených v počítači. Správnost naměřených výsledků je potom nutné ověřit jízdní zkouškou



ve skutečném prostředí. Každá z uvedených metod v sobě zahrnuje řadu výhod, které jsou vyváženy určitými nevýhodami. [4]

Jako nejjednodušší způsob určení aerodynamických vlastností by se mohlo zdát měření jízdní zkouškou. Měření vztlaku, odporu, popřípadě určování boční síly je ale doprovázeno řadou komplikací. V reálném prostředí dochází k přenosu vibrací ze zavěšení vozidla, změny v počasí přináší také změny měřených charakteristik. Samozřejmě nemůžeme ani jízdní zkoušky uvažovat v prvních fázích vývoje, protože potřebné úpravy (změny tvaru, přidávání/ubírání aerodynamických prvků) na testovaném autě by zabraly mnoho času, přičemž opakovat stejné podmínky v reálném prostředí je skoro nemožné a čas strávený na testovací trati drahý. Testy ve větrných tunelech mají obrovskou výhodu v tom, že stejné podmínky mohou být simulovány opakovaně. Zjištění potřebných parametrů u testovaného vozu bývá v praxi velmi nákladné, proto se často používají zmenšené modely vozů. Další nevýhodou je, že data z větrných tunelů se často rozcházejí s daty z testů na trati. Počítačové programy, navržené speciálně pro simulace proudění, ušly za poslední roky dlouhou cestu a mohou se zdát jako dar z nebes pro vývojáře. Možná se v budoucnosti setkáme s tím, že dobře provedené simulace v počítači budou stačit pro stanovení jízdních parametrů. V současné době však nelze říci, která metoda je nejvhodnější a proto se v praxi jednotlivé metody navzájem doplňují. [4]

1.4.1 JÍZDNÍ ZKOUŠKA

Asi největší výhodou jízdní zkoušky je získání skutečných dat z aktuální trati a možnost sledování chování vozidla.

MĚŘENÍ VZTLAKU

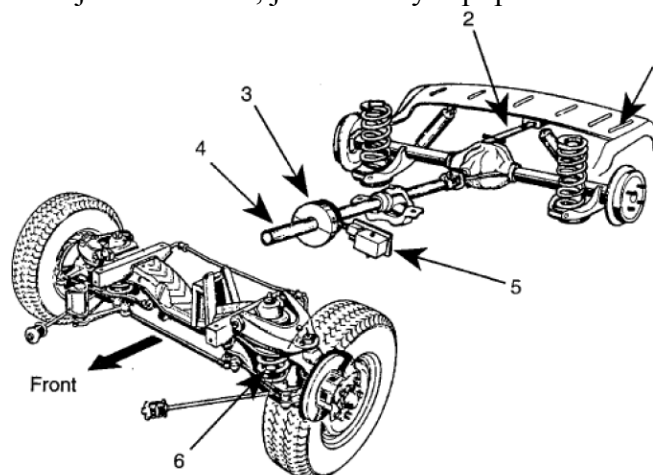
Tradiční techniky měření vztlaku při jízdních zkouškách jsou založeny na měření velikosti stlačení pružin, anglicky suspension travel, nebo na změně zatížení způsobené aerodynamickou silou. Ze změny délky pružiny nebo tlumiče, pro každé kolo, se dá určit výsledná vztlaková síla. Pro získání potřebných informací musí být sledován tlumič každého kola zvlášť, z čehož potom plyne výhoda, že přesně víme, jak se které kolo chová, a jak dochází na jednotlivých nápravách ke vztlaku, případně přitlaku. Nevýhodou potom je, že vztlak od kol není měřen, zjištěn je pouze vztlak, popřípadě přitlak od karoserie. To může způsobit problémy zejména při testování automobilů bez krytých kol, čili u sportovních vozidel typu formule. Studie ukázaly vhodnost této metody zejména při porovnávání nastavení dvou různých přitlačných křidel. [4]

Zatížení může být stanoveno pomocí gaugeových senzorů napětí umístěných na pružiny, nebo pomocí optických snímačů jízdní výšky. První metoda sleduje změnu v zatížení na jednotlivých tlumičích a může být použita i u vozidel, které jsou vybaveny aktivními tlumiči. [4]

Pro získání konstant aerodynamických vlastností musí být zároveň měřena rychlost vozidla. Většinou je používána Pitotova trubice, která přímo měří dynamický tlak. Současné sondy jsou schopny získat i další informace, jako je třeba teplota vzduchu, nebo údaje o bočním větru. Sonda je umístěna v čelním směru nad vozidlem pro zajištění nerušených podmínek proudění. [4]



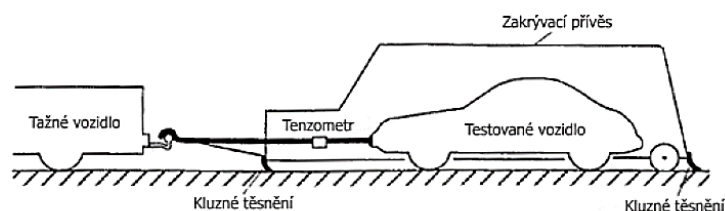
V následujícím obrázku je znázorněno, jak může výše popsané měření na autě vypadat.



Obr. 13 Měření vztlaku automobilu (1- karoserie; 2- listová pružina pro snímání vztlaku/přítlaku na zadní nápravě; 3- anténa odesílající údaje o točivém momentu; 4- sensor točivého momentu; 5- přijímač a vyhodnocovač točivého momentu; 6- tenzor pro určení napětí na přední nápravě) [4]

MĚŘENÍ AERODYNAMICKÉHO ODPORU

Měření aerodynamického odporu je ve skutečnosti mnohem komplikovanější než by se mohlo na první pohled zdát, protože je auto vystaveno nejen odporu aerodynamickému, ale také odporu pohonného ústrojí a odporu valení. Odpor valení pneumatik hraje významnou roli pouze ve vyšších rychlostech, ale i tak je nezbytné mít informace o odporu valení pneumatiky vůči rychlosti vozidla při daném zatížení. Taková data většinou bez problému poskytne výrobce pneumatik. Někdy se dají ztráty zjistit experimentem, který je znázorněn na níže uvedeném obrázku. Vozidlo se umístí do speciální krabice a je taženo jiným vozidlem. Box odděluje vozidlo od okolního vzduchu, a vozidlo tedy není vystaveno aerodynamickému zatížení. Z údajů o tažné síle se následně získají informace o odporu vozidla. Po zjištění odporu vozidla se dá přistoupit k testu. [4]



Obr. 14 Vozidlo v krabici pro zjištění odporů [3]

Pro měření točivého momentu na hnacím hřídeli musí být použit speciální tenzometr, který musí být kalibrován na základě celkové hnací síly, kdy síla aerodynamického odporu se získá odečtením valivého odporu od celkové hnací síly. Jednodušším způsobem potom je tažení vozidla lanem, které musí být dostatečně dlouhé. Z údajů o tažné síle se dají určit aerodynamické parametry. Nevýhodou je, že testované vozidlo může být ovlivněno vozidlem vepředu. [4]

Měření pomocí maximální rychlosti se upřednostňuje u sportovních, případně závodních vozů. Aby byly informace relevantní, musí být rychlosti bočního větru v porovnání s rychlostí vozidla zanedbatelné. Jednoduchým snímáním otáček motoru pod plně sešlápnutým plynovým pedálem pro různá nastavení přítlaku získáme přehled o aerodynamickém odporu. [4]

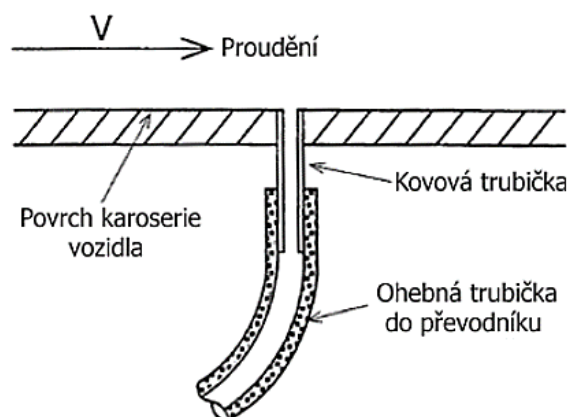


Měření dojezdovou zkouškou bylo často využíváno v minulosti a vypadá tak, že se testované vozidlo rozjede na požadovanou rychlost a poté je zpomalováno pouze vlivem odporových sil. Při vyhodnocování dojezdové zkoušky se postupuje tak, že se z 2. Newtonového zákona, tedy z pohybové rovnice pro vozidlo, vyjádří síla F , která vozidlo zastaví. Následně jsou od této síly odečteny ostatní odpory a výsledná síla je síla aerodynamická. Tato metoda je více citlivá na větrné podmínky a pro vyhodnocení aerodynamické síly musejí být vyloučeny ostatní odpory, které na auto působí. Pro přesné výsledky je potřeba zkoušky vícekrát opakovat. [4]

MĚŘENÍ TLAKU NA KAROSERII

Měření rozložení tlaku na karoserii se provádí jak v aerodynamickém tunelu, tak při venkovních jízdních zkouškách. Jediný rozdíl je v robustnosti měřicí soustavy pro venkovní použití, i když i tato nevýhoda je pomalu minulostí s příchodem nových, menších a lepších počítačů, které jsou méně citlivé na vibrace a další rušivé elementy. [4]

Povrchový tlak je měřen tak, že se do karoserie vyvrtají díry, které se připojí na převodník. Otvor by měl být vyvrtán kolmo, jak je znázorněno na obrázku níže. Tento uvedený postup poskytuje informace pouze o statickém tlaku. Celkový tlak se musí určit pomocí tlaku dynamického a pro jeho získání je potřeba připojit Pitotovu trubicí. [4]



Obr. 15 Schéma pro měření tlaku na karoserii [3]

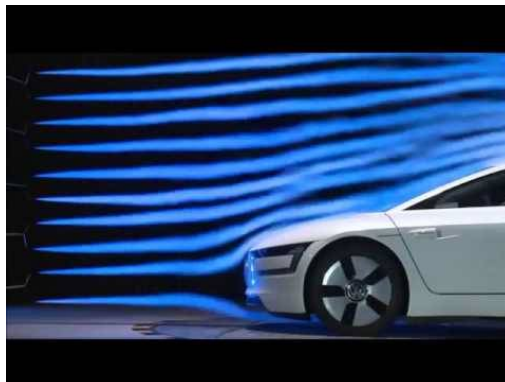
Pro získání přesnějšího rozložení tlaku na karoserii je zapotřebí vyvrtání několika otvorů a jednotlivé údaje musejí být odeslány do centrální vyhodnocovací jednotky. Při venkovních zkouškách jsou potom údaje více nepřesné než při měření v tunelu. Důvodem může být zanášení otvorů prachem, případně drobným hmyzem. [4]

ZVIDITELNĚNÍ PROUDNÍ

Informace, kde dochází k odtrhávání vzduchu, nebo jak je vzduch usměrňován do chladicího systému automobilu, jsou velice důležité pro případné úpravy karoserie. Zmíněny budou pouze metody, které jsou v praxi nejvíce používány a vhodné jak pro vizualizace v aerodynamickém tunelu, tak i pro jízdní testy venku. Dělit metody je možné na zviditelnění na povrchu nebo mimo povrch obtékaného tělesa. Pro první metodu se přilepí krátká vlákna na povrch tělesa. Tyto vlákna musejí být velice flexibilní, aby došlo snadno k ohybu ve směru proudění. Při kontinuálním proudění vlákna přesně kopírují směr proudu vzduchu. Při odtrhávání vzduchu dochází k třepání vláken obvykle od očekávaného směru proudění.



Stejných výsledků je možné dosáhnout za použití speciální tekutiny pro zvýraznění proudu vzduchu. Často se jedná o speciální olej, který obsahuje barevnou přísadu. Druhý typ zviditelnění proudnic je takový, kdy pomocí kouře pozorujeme proudění. Ve větrném tunelu je kouř vypouštěn před vozidlem, zatímco při jízdních zkouškách musí být zařízení generující kouř umístěno přímo na testovaném vozidle. [4]



Obr. 16 Zviditelnění proudnic [37]

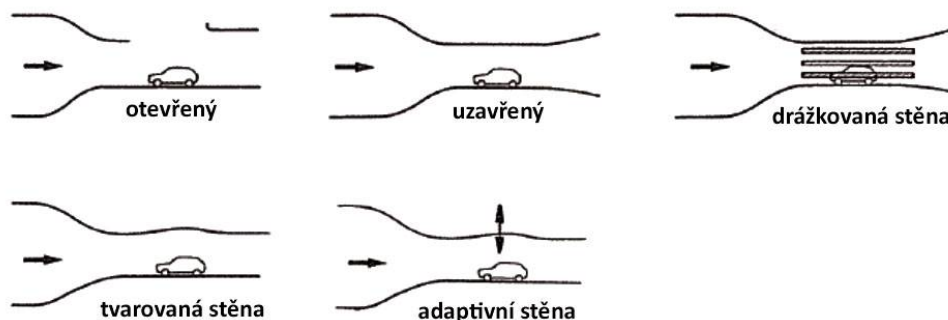
1.4.2 MĚŘENÍ V AERODYNAMICKÉM TUNELU

ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ TUNELŮ

Myšlenka provádění měření v aerodynamickém tunelu je stejně stará jako první letadla. Jeden z prvních tunelů dokonce postavili a použili už bratři Wrightové. [6] Úvaha je jednoduchá. Namísto provádění složitých operací pro měření venku je použit větrný tunel, ve kterém jsou povětrnostní podmínky ovládány, regulovány a samozřejmě jsou nezávislé na venkovních podmínkách, proto mohou být stejné podmínky prováděny opakovaně. Velikost tunelu závisí na velikosti testovaného objektu. Pro měření na modelech stačí malý tunel, pro zkoumání automobilů v měřítku 1:1 už jsou za potřeby větrné tunely větší, jejichž velikost může dosahovat až několika stovek metrů. S velikostí samozřejmě rostou náklady nejen na stavbu, ale také na provoz a následnou údržbu. [2]

Testy v tunelech se provádějí pro zjištění odporu, rozložení přtlaku, ověření proudění vzduchu do motorového prostoru automobilu, pro ověření funkce chlazení motoru, oleje, brzd a převodovky a také pro zjištění stability při bočním větru. [6]

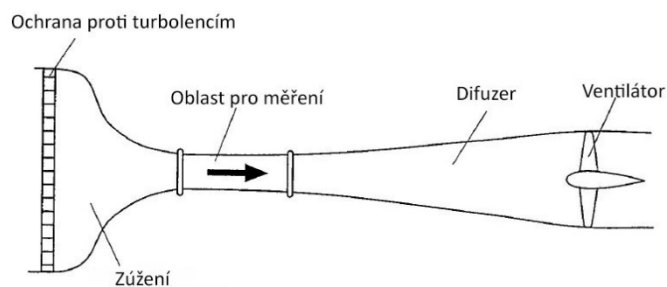
Většina tunelů má stejné části, rozdíl potom je v tom, zda se jedná o otevřený okruh nebo uzavřený, nebo jaký tvar má testovací oblast, případně zda se jedná o otevřenou nebo uzavřenou testovací oblast. [4]



Obr. 17 Různé druhy testovací části přeloženo z [28]

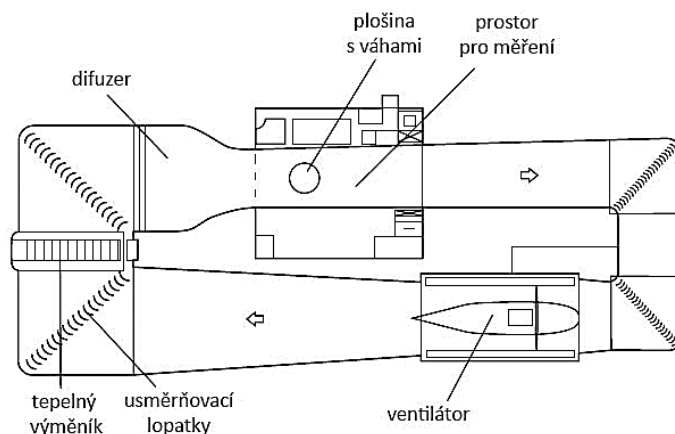


Jako nejjednodušší příklad, který se používá v automobilovém průmyslu, může být uveden tunel, jenž je schematicky znázorněn na obrázku 18. Jedná se o takzvaný foukaný tunel s otevřeným okruhem. Otevřený okruh se používá především u zmenšených modelů. V tomto typu tunelu je proud vzduchu vytvářen větrákem. Jakmile dojde k ustálení podmínek, je největší rychlosti větru dosahováno za oblastí difuzéru. V této části je umístěn testovaný objekt a po ustálení větru dochází k jednotlivým měřením. Oblast pro měření může být oválná, pravoúhlá nebo kruhová. Před testovanou oblastí je zúžení, které pomáhá usměrňovat vzduch do měřené části. Poměr mezi vstupní a měřenou částí se jmenuje poměr zúžení vstupní části. Větší koeficient zúžení obvykle vede k lepšímu ustálení rychlosti větru. Samozřejmě, čím větší koeficient, tím je tunel dražší a zabere více místa. Vstupní ochrana proti turbulencím může být vyrobena z plástového elementu nebo z několika jednoduchých mříží. V difuzéru potom dochází k usměrňování větru před ventilátorem. Obecně se otevřené okruhy považují za levnější a také jednodušší z hlediska čištění spalin, nebo odvodu kouře z vizualizace. Nevýhoda potom spočívá v tom, že hluk z větráku odchází rovnou do okolí, což může u velkých tunelů činit velké problémy. Také používání čerstvého vzduchu z okolí může způsobovat problémy zejména v oblastech s chladnějším klimatem. Další nevýhoda je vysoká spotřeba v porovnání s tunelem s uzavřeným okruhem. Vzhledem k výše zmíněným nevýhodám bývají tunely s otevřeným okruhem stavěny pouze v malých rozměrech, často na univerzitách, případně jsou umístěny do velkých místností, čímž řada nevýhod zmizí. [4]



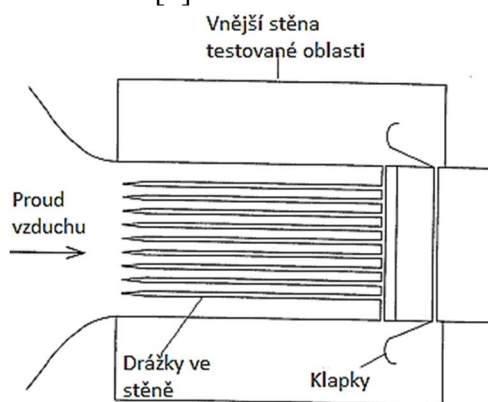
Obr. 18 Schéma větrného tunelu s uzavřenou testovací částí přeloženo z [4]

Princip uzavřeného okruhu spočívá v tom, že vzduch cirkuluje. Ventilátor pouze vyrovnává ztráty způsobené třením vzduchu po zdech a modelu. [4] Automobil bývá umístěn na váhy, aby bylo zjištěno, na které nápravě dochází k odlehčení, a na které naopak k přitlaku. [2] Velké moderní tunely bývají vybaveny výměníky vzduchu, aby se výfukové spaliny nezdržovaly v místě měření, a také výměníky tepla, aby bylo možné simulovat různé (neměnné) klimatické podmínky. Jako standart se také považují trysky kouře pro vizualizace proudění. Díky nižší energetické náročnosti a nenáchylnosti na okolní podmínky bývají velké tunely stavěny v provedení s uzavřeným okruhem. Nevýhody tvoří vyšší pořizovací náklady, kouř z testování se drží v testované oblasti, proto je potřeba vybavit tunel výměníky vzduchu. Výměníky vzduchu bývají umístěny po stranách v části za ventilátorem. Výměníky vzduchu jsou potom v neustálém provozu. Jiné řešení bylo použito u společnosti GM, kdy byl tunel dovybaven výměníky tepla, pro simulace různých teplotních podmínek. Toto řešení je možné vidět na obrázku 19. [4]

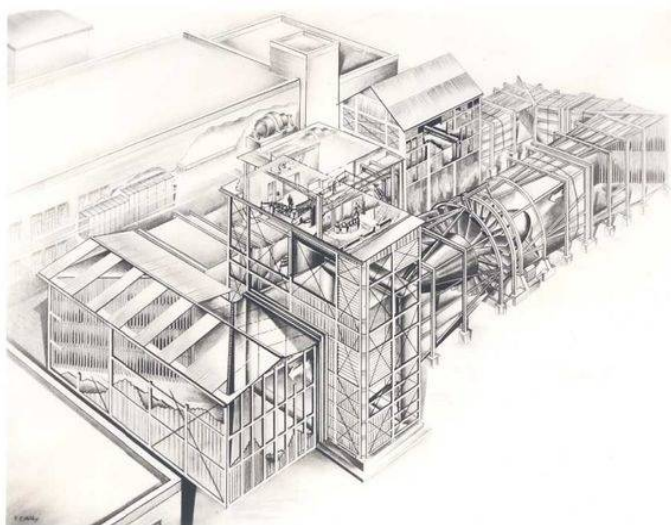


Obr. 19 Schéma tunelu GM s uzavřeným okruhem a výměníkem tepla přeloženo z [4]

V automobilovém průmyslu převažují tunely s otevřenou testovací oblastí, které se vyznačují tím, že do nich lze umístit větší modely. Efekt okolních stěn je menší a měření aerodynamického odporu tedy přesnější. Nicméně v otevřené měřicí oblasti dochází k míšení vzduchu s okolním vzduchem, proto musí být tato oblast kratší a k foukání vzduchu je potřeba více energie, než je tomu v případě uzavřené testovací oblasti. Jako alternativní řešení může být uvedena oblast pro testování s drážkovanou stěnou, které je zobrazeno na obrázku 20. Drážky jsou ve stěně v podélném směru a otevřená oblast činí až 30 %, proto mohou být umístěny větší modely. Pokud se v měřicí oblasti nachází testovaný předmět, některé složky proudění odcházejí drážkami pryč a jiné se dostávají zase zpět. Proto je zvykem postavit tento typ testovací oblasti ve větší místnosti. [4]



Obr. 20 Testovací oblast s drážkovanou stěnou přeloženo z [4]

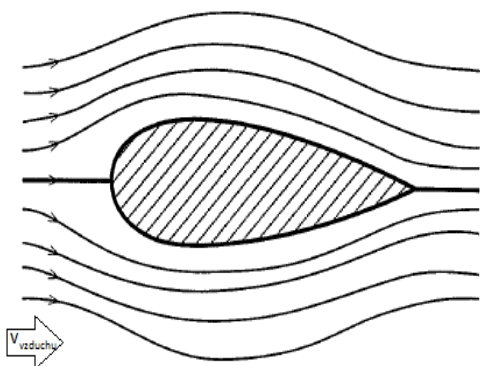


Obr. 21 Testovací tunel NASA [18]

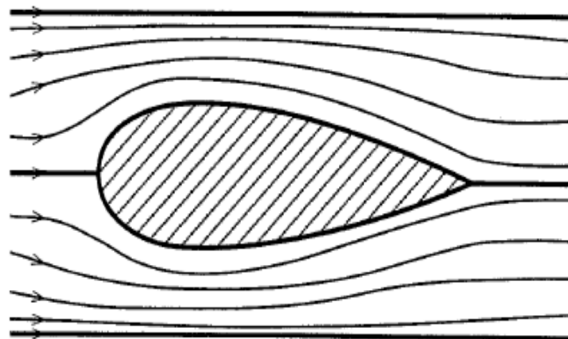
UMÍSTĚNÍ MODELU V TUNELU

Před testováním v tunelu je potřeba zvolit správnou velikost zkoušeného modelu s ohledem na parametry tunelu, další problém je vhodně simulovat cestu pod vozidlem, případně točící se kola. [4]

Ve volném prostředí dochází pouze k lokálním změnám proudu, tedy proudnice ve větší vzdálenosti nebudou změněny, tuto situaci znázorňuje obrázek číslo 22. Situace se může změnit v případě, že obtékané těleso umístíme mezi stěny, tedy jak je tomu u větrného tunelu (obrázek 23). Proud vzduchu kopíruje tvar stěny a v případě, že jsou stěny příliš blízko zkoumanému tělesu, dochází ke změně rychlostí v okolí zkoumaného tělesa a tím také ke změnám odporové a vztlakové síly. Zejména dochází k jevu, kdy je proud vzduchu v mezeře mezi stěnou a obtékaným tělesem urychlován a dochází nejen k nárůstu odporové, ale i vztlakové síly. Pro omezení vlivu stěn by bylo vhodné zvolit model co nejmenší, avšak pro co nejdetailnější popis zkoušeného objektu by byl vhodný model co největší. Vyřešení problému bude ležet někde uprostřed, tedy vhodně zvolit model s ohledem na velikost tunelu. V praxi se potom setkáváme s tím, že do výsledků jsou zahrnuty korekce s ohledem na rozměry modelu a na blízkost stěn. [4]



Obr. 22 Obtékané těleso ve volném prostoru [4]

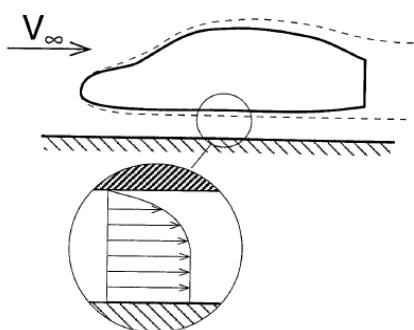


Obr. 23 Obtékané těleso mezi stěnami [4]

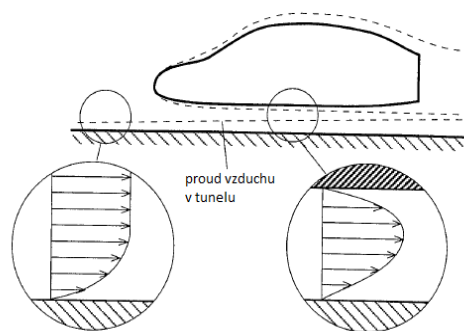
Většina korekčních faktorů pro větrné tunely je stanovena na základě poměru mezi čelní plochou obtékaného tělesa a řeznou čelní plochou testované oblasti. Komplexnější korekční

faktory jsou získány měřením změny tlaku po stěnách a jsou zahrnuty ve specializovaných programech, které se používají pro vyhodnocování výsledků. [4]

Testování pohybující se vozovky představuje náročnější operaci. Problém spočívá v rozdílné vrstvě obtékaného vzduchu v reálném prostředí a v tunelu. Bližší pohled na obrázek číslo 24 prozrazuje jinou rychlost na povrchu auta a na cestě. Ve větrném tunelu je vozovka statická což způsobuje jiný rychlostní profil, který můžeme vidět na obrázku 25, kdy okrajová vrstva je na povrchu s vozovkou. Pokud je přidáno vozidlo, lze vidět, že výsledný rychlostní profil pod autem vznikne složením rychlostního profilu silnice a auta. Otázka tedy zní, jak velký efekt má změna rychlostního profilu? Odpověď záleží na typu zkoumaného vozidla. Pokud je zkoumáno velké nákladní auto s mezerou mezi podvozkem a silnicí 0,6 m v rychlosti 200 km/h, efekt není žádný, pokud je však zkoumáno závodní auto s podvozkem přilepeným v blízkosti 0,05 až 0,1 m, efekt bude znatelný. [4]

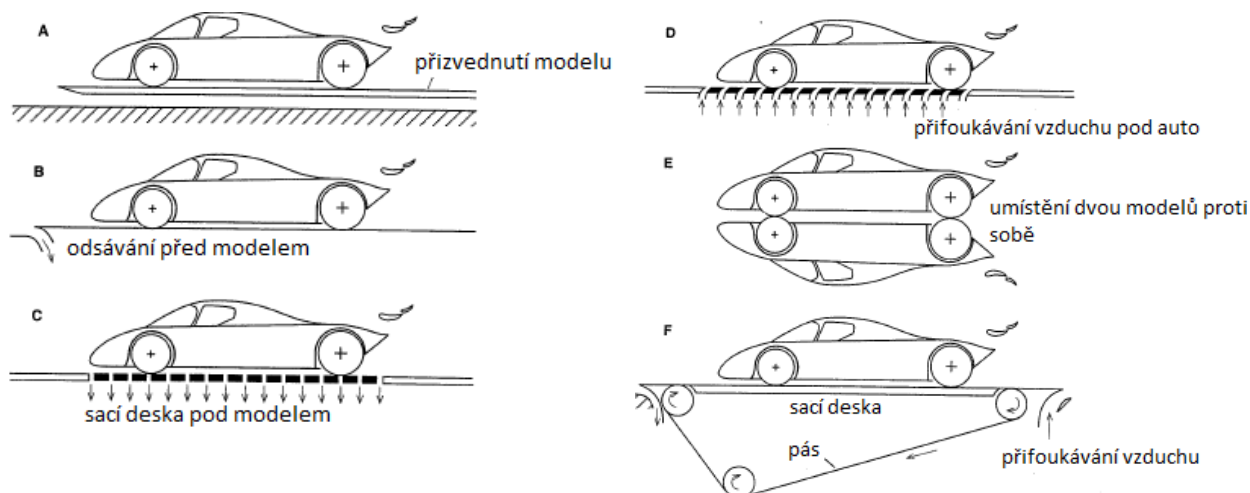


Obr. 24 Vozidlo obtékané v reálném prostředí [4]



Obr. 25 Vozidlo obtékané v aerodynamickém tunelu přeloženo z [4]

Jednou možností, jak vyřešit tento problém je přizvednout vozidlo nad tuto vrstvu a naklonit ho mírně dopředu. Toto řešení přináší problém ve změně naklonění vozidla a kola musí být pevně přichycena k vozovce, aby se zamezilo prouděním mezi koly a vozovkou. V následujícím obrázku jsou popsány různé způsoby řešení problému. [4]



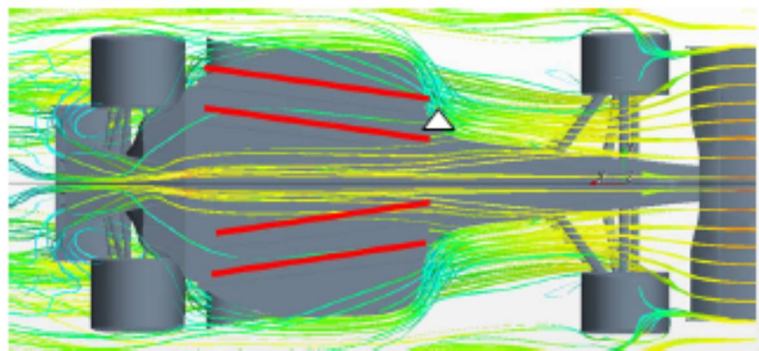
Obr. 26 Různé úpravy pro řešení proudění pod vozidlem převzato z [4]



1.4.3 SIMULACE V PC

CFD SIMULACE

V současné době jsou počítačové simulace velmi rozšířené. CFD (Computational Fluid Dynamics) pro simulace proudění, v kombinaci s propracovanými CAD programy pro modelování součástí, dokáží výrazně zkrátit čas a tím i ušetřit náklady na vývoj. CFD se rozšířilo zejména díky závodním odvětvím, kde je používáno k predikování aerodynamických účinků, jako třeba odpor vzduchu, přítlak nebo vztlak za vysokých rychlostí. CFD nabízí numerická řešení rovnic proudění, které mohou být řešeny s dostatečnou přesností. Každým rokem se přesnost zlepšuje a rychlost výpočtu se krátí s novými a výkonnějšími počítači. Zejména rychlé vyhodnocení složitých problémů proudění se ukázala jako excelentní nástroj pro automobilový a letecký průmysl. CFD umožňuje inženýrům sledovat proudění na důležitých částech, jako je například kapota, přítlačná křídla nebo proud vzduchu do sacího potrubí motoru. CFD se také používá pro předpovědění tepelného komfortu uvnitř vozu. Mezi populární CFD programy patří například Star CCM+ od firmy CD Adapco. [5] V následujícím obrázku můžeme pozorovat, jak je vykresleno proudění pod vozidlem F 1.



Obr. 27 CFD proudění formule [5]

CFD analýza zahrnuje výpočet proudění částic, přestup tepla a s tím spojené závislosti, jako jsou chemické reakce, za použití počítačové techniky. V předchozí části byly popsány vlastnosti vzduchu a procesy, které se v tekutině dějí při obtékání těles. Počítačové programy používají k řešení stejné vlastnosti a stejné fyzikální zákony. Požadavkem je nalezení neznámých parametrů v požadovaných místech v podobě rychlosti proudění v různých směrech souřadnicových os, tlaky, případně změny hustoty a teplot. CFD program většinou musí spočítat, co způsobuje změny v proudění okolo obtékaného tělesa. Procesor ve svých výpočtech používá zákony zachování energie, hmoty a hybnosti. Mění se mezní vrstva, změna Reynoldsova čísla a různé způsoby odtrhávání proudění s sebou přinášejí problémy, a proto se při řešení rovnic musí zahrnout zjednodušující předpoklady, které mají vliv na přesnost výsledku. V současnosti jsou kvalitní softwary vybaveny určitými predikčními faktory, které dokáží zlepšit přesnost výsledků a eliminovat nepřesnosti na minimum. Řešení nestálého proudění, jako například rotace kol, je stále složitý problém a výsledky mohou být zatíženy znatelnými nepřesnostmi. [33]

Pro řešení rovnic se používají různé přístupy v závislosti na typu úlohy. Nejjednodušší přístupy zanedbávají například komplikace způsobené viskozitou tekutiny, proto ani síly vzniklé třením a odtrháváním tekutiny nejsou brány v úvahu. Takové úlohy bývají méně časově náročné, avšak praktické uplatnění je malé. Metody, které zahrnují viskozitu média,



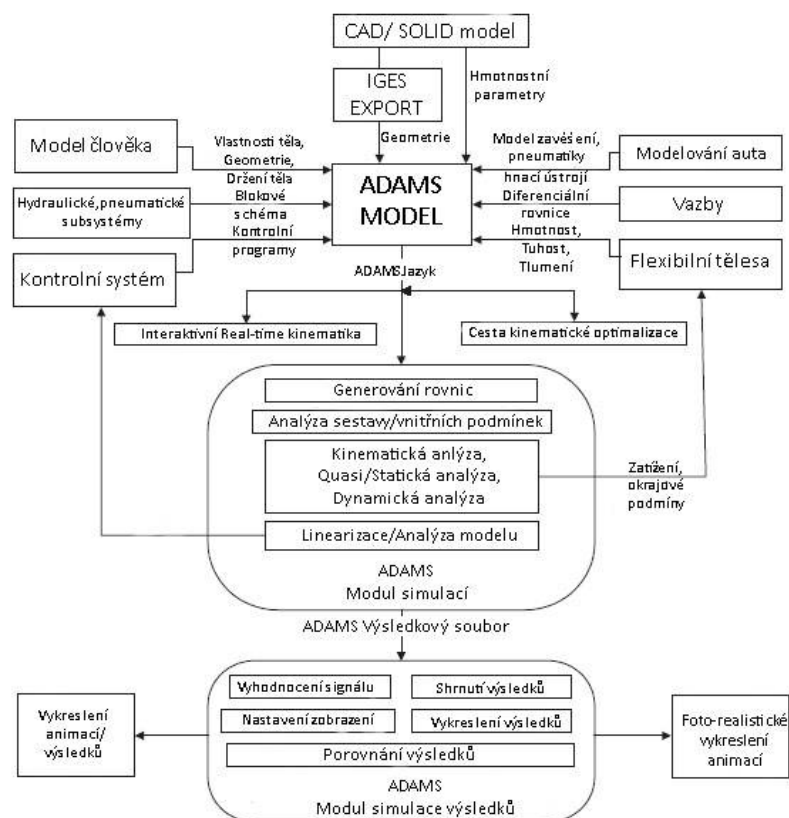
mezí vrstvu a změny v proudění využívají Navier-Stokesovy rovnice. Různé řešiče potom zahrnují různé formy rovnic uzpůsobené různým typům proudění. Řešení takových rovnic je potom více než vzdálené od jednoduchého řešení, a proto i čas potřebný pro výpočet je dlouhý. Praxe ukázala, že výsledky z těchto typů simulací jsou dosti blízké skutečnosti. [33]

MULTIBODY SIMULACE

Multibody programy jako například MSC ADAMS (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) nebo Sim mechanics od firmy Mathworks jsou výraznými pomocníky při řešení kinematických a dynamických úloh. S výkonnými počítači lze navíc jednotlivé simulace propojit a jednotlivé konstrukční úpravy mohou být upraveny v počítači ještě před zkoušením na reálném modelu.

Dynamický systém může obsahovat jedno nebo více těles, která jsou spojena vazbami. Tyto vazby si omezují vzájemný relativní pohyb. Výsledkem je pohyb jednotlivých těles vlivem určitých silových účinků. Systémy umí simulovat i tzv. obrácený přístup, který dokáže řešit, jak velké síly jsou potřeba, aby se soustava pohybovala. Studium pohybu je důležité, protože ve vývojové fázi je potřeba znát a chápat, jak se soustava složená z více prvků hýbe a jaké účinky mají jednotlivé prvky na sebe, případně na okolí. Pohybující se části představují změnu zatížení, které je těžké odhadovat. Složitější modelování požaduje zastoupení různých typů prvků, jako například elektronické řídicí jednotky nebo komplikované prvky důležité pro spojení jednotlivých dílů. Různé moduly potom umožňují vyšetřování nelehkých fyzikálních problémů, jako například vibrace, tření nebo hluk. Na základě výsledků z pohybových analýz jsou inženýři v krátkém čase schopni vyhodnotit a upravit design součástí tak, aby byl zlepšen výkon, bezpečnost, případně komfort. [35]

Většina programů se skládá z preprocesoru, procesoru a postprocesoru. V preprocesoru probíhá příprava modelu, procesor řeší danou soustavu a postprocesor slouží ke zpracování výsledků. Řešiče využívají známé principy dynamiky jako například Newton-Eulerovy rovnice, princip virtuálních prací, princip virtuálních výkonů, Gaussův princip, Hamiltonův princip, Lagrangovy rovnice atd. Rovnice jsou následně řešeny pomocí vhodných numerických metod. O tom, jaká metoda je použita, rozhoduje typ úlohy, jaká je zrovna řešena. [36]



Obr. 28 Schéma postupu vytváření modelu v prostředí ADAMS přeloženo z [36]

1.5 JÍZDNÍ KOMFORT

Pohodlí se dá posuzovat z hlediska subjektivního a objektivního. Subjektivní hodnocení se zakládá na pocitech trénovaných řidičů. Na testovaných modelech se zkoušejí různá nastavení v reálném provozu i testovací dráze. Výhodou metody je, že inženýři získají přesnou představu o tom, jak auto na člověka působí. Objektivní hodnocení potom spočívá ve vyhodnocení naměřených veličin. [7]

Na kvalitu komfortu uvnitř kabiny mají zásadní vliv vibrace a hluk, které se přenášejí z vnějšího prostředí na členy posádky uvnitř automobilu. Pro posuzování kvality jízdy a pohodlí uvnitř kabiny potom slouží různé modely. Jak působí, a jaký vliv mají vibrace na člověka, stanovuje norma ISO 2631, pro hodnocení pohodlí v automobilu byl vytvořen výzkumným centrem NASA model, který bere v potaz nejen vibrace přenášené od vozovky, ale také hluk uvnitř kabiny. Další model, který se používá například ve Švédsku pro hodnocení kvality jízdy ve vlaku, je Sperlingův jízdní index.

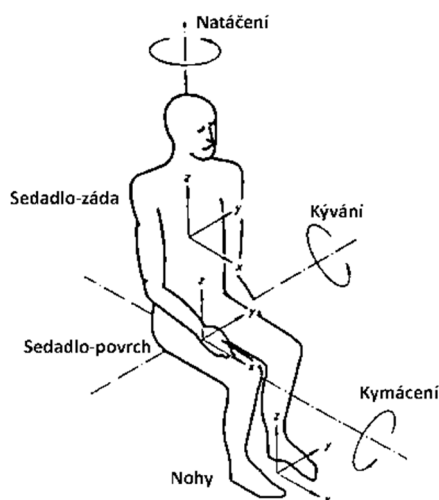
1.5.1 ISO 2631

Norma ISO 2631 posuzuje účinky vibrací na zdraví a pohodlí člověka. Norma platí nejen pro automobily a veřejné prostředky, ale také pro budovy a předměty, které mohou vibracemi ovlivňovat zdravotní stav člověka. Norma obsahuje dvě části, z nichž první část se věnuje všeobecným požadavkům a druhá se zabývá vibracemi a rázy v budovách. Základním účelem je definování metod pro kvantifikování celkových vibrací ve vztahu ke zdraví a pohodlí člověka, pravděpodobnosti vnímání vibrací a výskytu nemoci z pohybu. Snahou je vyloučení nebezpečných účinků vibrací přímo přenášených na končetiny. [7]

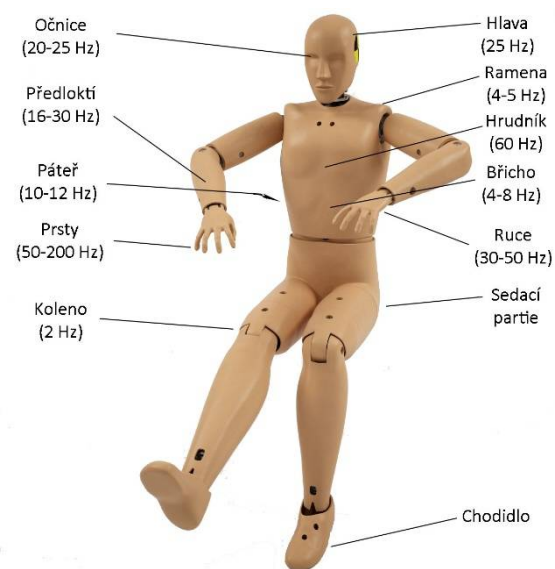


Vibrace způsobují vynucené kmitání některých částí lidského těla, popřípadě orgánů uvnitř těla. Toto kmitání má vliv na zdraví, pracovní výkonnost a pohodlí. Doba expozice člověka vůči vibracím má také vliv na jejich vnímání a je potřeba tyto informace zahrnout do výsledků.

Zásadní vliv má svislé kmitání, zejména jeho intenzita a frekvence. V případě, že se budící frekvence blíží vlastní frekvenci lidského těla, případně některým důležitým orgánům, dochází k rezonančním jevům, které mají zásadní vliv nejen na pohodlí, ale také na zdravotní stav člověka. Hodnoty vlastní frekvence pro svislé kmity lidského těla jsou mezi 4 až 6 Hz. Ve vodorovném směru se nachází rezonanční pásmo v oblasti 1 až 3 Hz. Vibrace jsou často složité, obsahují mnoho frekvencí, vyskytují se v mnoha směrech, často se mění s časem a jejich účinky se mohou lišit s ohledem na biologické předpoklady lidí. [7]



Obr. 29 Souřadnicový systém člověka [7]



Obr. 30 Model těla a vlastní frekvence překresleno z [8]

Norma také stanovuje, jak dlouho může být člověk vystaven vibracím, aby nedošlo k újmě na zdraví. V následující tabulce je popsáno vyhodnocení vibrací působící na člověka.

Tab. 1 Reakce na vibrační prostředí z hlediska pohodlí [7]

Intenzita vibrací $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Míra pohodlí
méně než 0,315	není nepohodlné
0,315- 0,63	trochu nepohodlné
0,5- 1	příjemně nepohodlné
0,8- 1,6	nepohodlné
1,25- 2,5	velmi nepohodlné
více než 2	extrémně nepohodlné

Způsob vyhodnocování spočívá v měření následujících veličin: vibrace na povrchu sedadla, vibrace na zádové opěrce sedadla, vibrace v okolí nohou. Obsažen je také popis pro připevnění snímačů. Vibrace se měří podle soustavy souřadnic s počátkem v uvažovaném



bodě, kde dochází ke vstupu vibrací do lidského těla. Vyhodnocení se provádí jako nejvyšší vážená efektivní hodnota zrychlení určená pro jednotlivé osy. Uvažovaný frekvenční rozsah je 0,5 Hz až 80 Hz pro vliv na zdraví a pohodlí. 0,1 Hz až 0,5 Hz pro nemoc z pohybu. [7]

1.5.2 KOMFORT DLE NASA

Výzkumné centrum NASA vytvořilo v 90. letech 20. století model pro posuzování kvality jízdy v automobilech. 3000 dobrovolníků se zúčastnilo výzkumu, ve kterém se zkoušely různé hodnoty vibrací a hluku uvnitř kabiny. Cílem bylo vytvořit model, který by posuzoval nejen vibrace a hluk uvnitř automobilu, ale také zahrnul subjektivní hodnocení lidí. To je hlavní výhoda tohoto testu. [14]

Pro klasifikaci komfortu dle NASA je potřeba znát spektrální charakteristiky vibrací a hluku v kabině vozidla. Vibrace a hluk se měří v určitých místech a v určitých osách, jako je tomu u normy ISO 2631. Pro vyhodnocování byl vyvinut zjednodušený model, který lze aplikovat na auta a helikoptéry. Zjednodušení se provádí za použití frekvenčního vážení pro zrychlení v každé ose. Vážení se provádí s ohledem na citlivost lidského těla vůči vibracím v dané ose. Jako vstup se potom bere vážená hodnota zrychlení v každém váženém spektru. [14]

Jako vstupy do zjednodušeného modelu potom slouží vážené hodnoty vibrací v jedné nebo více osách, vážená hodnota hluku, měřená v oblasti hlavy za použití váhového filtru A pro každé z šesti oktávového pásma (střední frekvence 63, 125, 250, 500, 1000 a 2000 Hz) a délka cesty v minutách, pokud je použit faktor zvyknutí si na podmínky. [14]

1.5.3 SPERLINGŮV JÍZDNÍ INDEX

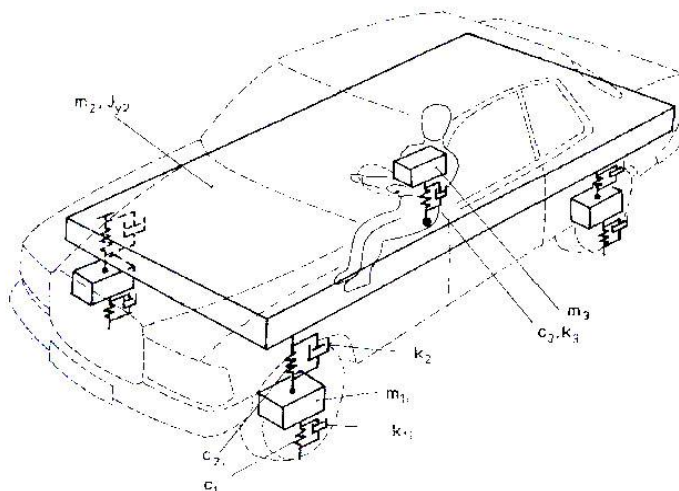
Sperlingův jízdní index byl vyvinut pro posuzování komfortu ve vlacích a velkých dopravních prostředcích. Pro vyhodnocení kvality jízdy a komfortu bere v potaz vibrace, které se přenesou na člověka. Pro analýzu se používají maximální hodnoty zrychlení pro různé osy a korigované hodnoty frekvencí. Korekce se provádí s ohledem na citlivost lidského těla vůči určitým frekvencím. Vyhodnocení se potom provádí pomocí normy ISO 2631. Kvalitu pohodlí a jízdy definuje následující tabulka. [15]

Tab. 2 Vyhodnocení Sperling ride index [13]

Index jízdy W_z	Vliv na komfort
1	slabě znatelný
2	jasně znatelný
2,5	výrazný, ale není nepohodlný
3	nepohodlný
3,25	velmi nepohodlný
3,5	velmi nepohodlný, po delší dobu není v toleranci
4	extrémně nepohodlný, zdraví škodlivý

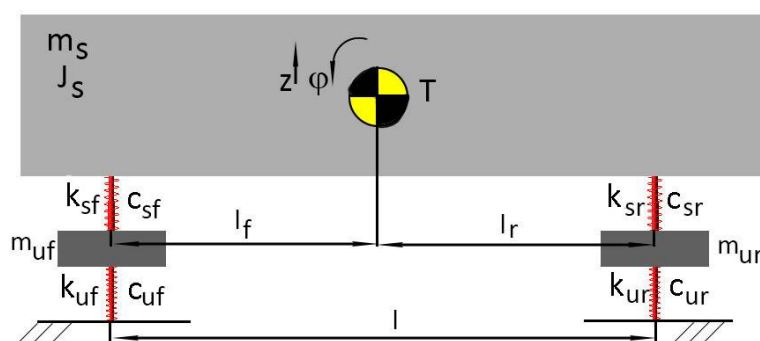
2 SESTAVENÍ ČTVRTINOVÉHO MODELU AUTOMOBILU

Před začátkem sestavování výpočtového modelu je nutné zvolit vhodný dynamický model, který by měl co nejlépe odpovídat skutečnosti. Na obrázku je znázorněn model celého auta, ve kterém je karoserie nahrazena deskou o hmotnosti m_2 a momentem setrvačnosti J_{y2} . Kola jsou nahrazena tělesy o hmotnosti m_{1i} , mezi zemí a kolem je náhrada pružinou a tlumičem, ve kterém tuhost pružiny odpovídá tuhosti pneumatiky a hodnota tlumení tlumiče odpovídá tlumení pneumatiky. Náhrada kola a karoserie je provedena pomocí další pružiny a tlumiče. Hodnotě tuhosti pružiny k_{2i} odpovídá tuhost zavěšení a hodnotě c_{2i} odpovídá hodnota tlumení tlumiče reálného auta. (Index i nabývá hodnot 1-4 pro osobní vozidlo, odpovídá tedy náhradám jednotlivých prvků kol zavěšení). Sedadlo řidiče a řidič samotný je nahrazen dalším tělesem o hmotnosti m_3 , pružinou o tuhosti k_3 a tlumičem o tlumení c_3 . Tento model auta má dva stupně volnosti karoserie + čtyři stupně volnosti odpovídající kolům + jeden stupeň volnosti odpovídající sedadlu s řidičem, výsledný počet stupňů volnosti je tedy sedm. Z toho můžeme odvodit, že řešení takové soustavy není jednoduché a to ještě není model zdaleka kompletní. V tomto modelu nejsou zahrnuta například pružná lůžka uložení tlumičů, pružné uložení motoru a desku by bylo možné nahradit rámem a karoserií. [8]



Obr. 31 Matematický model auta [8]

Zjednodušit celý model auta lze například předpokladem, že nerovnosti nacházející se pod levým a pravým kolem jsou stejné, a že automobil je symetrický k podélné ose. Užitím tohoto předpokladu lze získat poloviční model auta. [8]



Obr. 32 Poloviční model auta

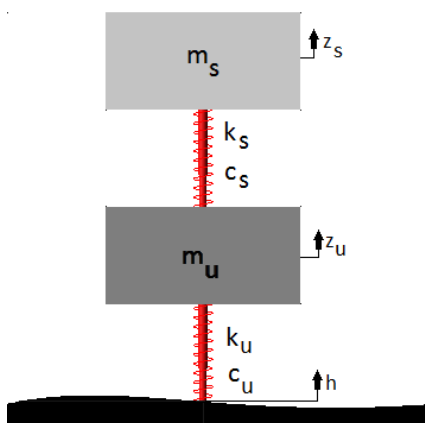


Další zjednodušující podmínky říkájí:

- hmotnost se nemění
- poloha těžiště se nemění
- moment setrvačnosti je stejný
- vazebné těleso je nehmotné

Z toho plyne, že vazba mezi přední a zadní nápravou je přerušena, tedy najede-li vozidlo na nerovnost, bude se pohybovat pouze přední náprava a zadní zůstane v klidu. Tato podmínka umožňuje vyšetřování přední a zadní nápravy samostatně. [8] Výsledkem je kmitavá soustava o dvou stupních volnosti, označovaná jako čtvrtinový model auta. Hmotnost m_s označuje hmotnost odpružené hmoty, tedy hmotnost $\frac{1}{4}$ automobilu, m_u označuje hmotnost neodpružené hmoty, tedy hmotnost kola (s částí hmotností nápravy, jako je například těhlice, brzdový kotouč, atd.), k_s je tuhost pružiny tlumiče, c_s je hodnota tlumení tlumiče a k_u je tuhost pneumatiky, c_u tlumivost pneumatiky.

2.1 ODVOZENÍ POHYBOVÝCH ROVNIC



Obr. 33 Čtvrtinový model auta

Mezi hmotností $\frac{1}{4}$ auta a hmotností kola působí síly od pružení a síly od tlumení.

$$\text{Tlumicí síla tlumiče:} \quad F_{cs} = c_s \cdot \dot{z}_{srel} \text{ [N]} \quad (14)$$

$$\text{Síla od pružiny:} \quad F_{ks} = k_s \cdot z_{srel} \text{ [N]} \quad (15)$$

Obdobně mezi kolem a vozovkou působí síly

$$\text{Tlumicí síla pneumatiky:} \quad F_{cu} = c_u \cdot \dot{z}_{urel} \text{ [N]} \quad (16)$$

$$\text{Síla od pneumatiky:} \quad F_{ku} = k_u \cdot z_{urel} \text{ [N]} \quad (17)$$

Pro relativní výchylky platí vztah:

$$\text{Výchylka odpružené hmoty:} \quad z_{srel} = z_s - z_u \text{ [mm]} \quad (18)$$

$$\text{Výchylka neodpružené hmoty:} \quad z_{urel} = z_u - h \text{ [mm]} \quad (19)$$



Kde h je výška nervností v [mm], z_u zobecněná výchylka kola v [mm], z_s je zobecněná výchylka karoserie v [mm].

Pomocí obrázku č. 33 vyjádříme Newtonovy pohybové rovnice:

Pohybová rovnice pro neodpruženou hmotu:
$$-m_u \cdot \ddot{z}_u - F_{ku} - F_{cu} = 0 \quad (20)$$

Pohybová rovnice pro odpruženou hmotu:
$$-m_s \cdot \ddot{z}_s + F_{ks} + F_{cs} - F_{ks} - F_{cs} = 0 \quad (21)$$

Dosazením (16), (17), (18), (19) do 1. a 2. pohybové rovnice dostaneme:

Pohybová rovnice pro neodpruženou hmotu:
$$m_u \cdot \ddot{z}_u + c_u(\dot{z}_u - \dot{z}_u) + k_u(z_u - z_u) = 0 \quad (22)$$

Pohybová rovnice pro odpruženou hmotu:
$$m_u \cdot \ddot{z}_u - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) - c_u(\dot{z}_u - \dot{h}_u) = k_u(h - z_u) \quad (23)$$

Součet sil přenášených na vozovku:

Dynamická síla:
$$F_{dyn} = -(F_{cu} + F_{ku}) = c_u(h - z_u) + k_u(\dot{z}_u - \dot{h}_u) \approx k_u(h - z_u) \quad (24)$$

Ve výsledném vztahu byly zanedbány účinky tlumení pneumatiky, protože reálná pneumatika má velmi malou tlumivost. Výsledná dynamická síla může být dána také součtem sil setrvačných.

Dynamická síla:
$$F_{dyn} = m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u \text{ [N]} \quad (25)$$

Výsledek, v podobě výchylek z_s a z_u , případně jejich derivací, je závislý na výšce nerovností h .

2.2 DŮLEŽITÉ CHARAKTERISTIKY

2.2.1 VLASTNÍ FREKVENCE NEODPRUŽENÉ HMOTY

Pro zjištění vlastní frekvence neodpružené hmoty stačí součet tuhosti neodpružené hmoty s tuhostí odpružené hmoty podělit s hmotností neodpružené hmoty pod odmocninou. Dostaneme výsledek v [rad/s]. Abychom dostali výsledek v [Hz], musíme ω_c vydělit 2π .

Úhlová frekvence neodpružené hmoty:
$$\omega_c = \sqrt{\frac{k_u + k_s}{m_u}} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (26)$$

2.2.2 JÍZDNÍ TUHOST

Jízdní tuhost, v literatuře označovaná jako ride rate, bere v potaz tuhost pružin a tuhost pneumatiky.

Jízdní tuhost:
$$R_R = \frac{k_s k_u}{k_s + k_u} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (27)$$



2.2.3 VLASTNÍ FREKVENCE ODPRUŽENÉ HMOTY

Často se tato frekvence nazývá jako natural bounce frequency. Pro zjištění vlastní úhlové frekvence odpružené hmoty je potřeba brát v úvahu jak tuhost pneumatiky, tak tuhost pružiny zavěšení. Jízdní tuhost bere v potaz oba uvedené faktory, a pokud je podělena hmotností odpružené hmoty pod odmocninou, výsledkem bude vlastní frekvence odpružené hmoty. [6]

Vlastní frekvence odpružené hmoty:

$$\omega_w = \sqrt{\frac{R_R}{m_s}} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (28)$$

2.2.4 SOUČINITEL TLUMENÍ

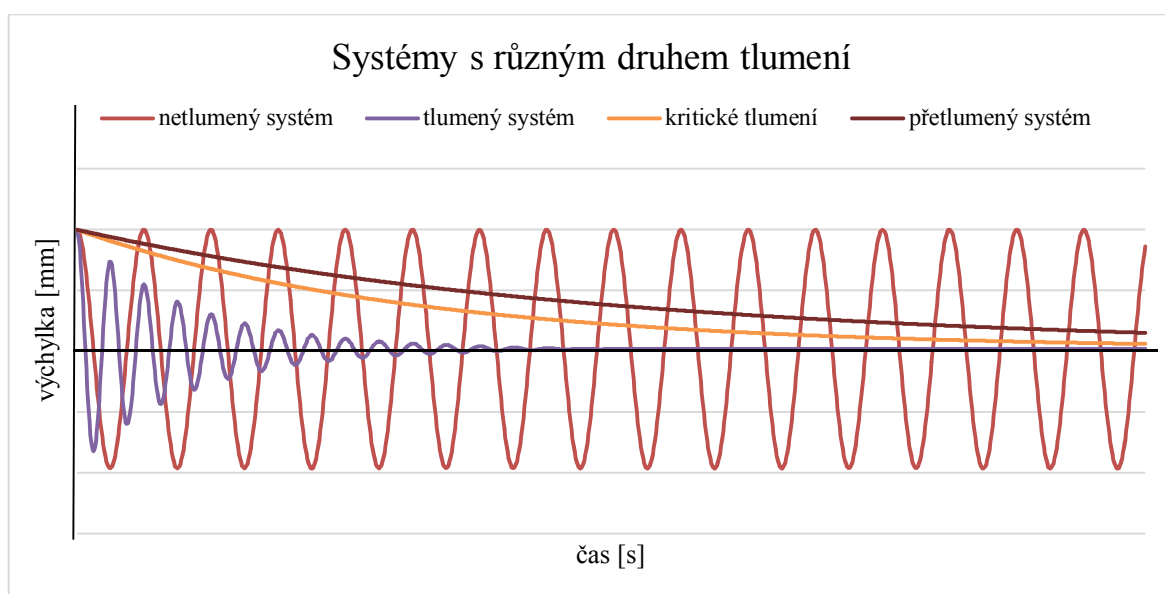
Součinitel tlumení, někdy nazýván jako součinitel doznívání, je matematický nástroj, který nám ukazuje důležitost konstanty tlumení c . [6]

Součinitel tlumení

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(\frac{c}{\sqrt{k \cdot m}} \right) [-] \quad (29)$$

V závislosti na výsledku součinitele tlumení lze odvozovat závěry [6]:

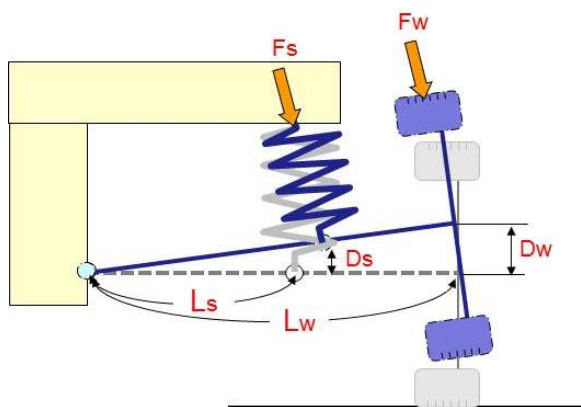
- $\zeta = 0$: jedná se o systém, který má tlumení nula, tedy výchylka se s časem nemění. Tento jev v praxi nenastává, protože vždy je v soustavě tlumení (někdy pouze malé tlumení), které má za následek, že v určitém čase je výchylka 0. V případě, že chceme, aby tento jev nastal, je potřeba do systému dodávat energii, která se bude rovnat práci zmařené při tlumení.
- $\zeta < 1$: tento systém nazýván jako tlumený systém- amplituda klesá a osciluje, okolo osy x , až je v určitém čase rovna 0.
- $\zeta = 1$: jev známý jako kritické tlumení, dosahuje hladce a rychle hodnoty $x=0$ bez jakékoliv oscilace
- $\zeta > 1$: systém je nazýván jako přetlumený- chová se podobně jako systém v kritickém tlumení, avšak hodnoty $x=0$ je dosaženo pomaleji.





2.2.5 PŘEPOČET PRUŽIN MOATION RATIO

Moation ratio nemá ekvivalentní český překlad. Volně by šlo přeložit jako instalační koeficient sloužící k přepočtu charakteristiky pružiny z jednoho bodu do bodu druhého. Tento přepočet je důležitý zejména u automobilových náprav, kde je potřeba charakteristiky pružin přepočítat z originálního působíště ke skutečnému působíšti. Pokud se kolo posune o určitou hodnotu, pružina se stlačí o určitou hodnotu také. Jak je patrné z obrázku č. 34, posunutí pružiny bude menší než posunutí kola. Například: posune-li se kolo o 1 mm a pružina se stlačí pouze o 0,8 mm, moation ratio je 0,8. Tento jev je více markantní u měkkých pružin než u tvrdých. [6]



Obr. 34 Moation ratio

Moation ratio:

$$(MR) = \frac{D_s}{D_w} = \frac{L_s}{L_w} \quad (30)$$

Tuhost pružiny:

$$k_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (31)$$

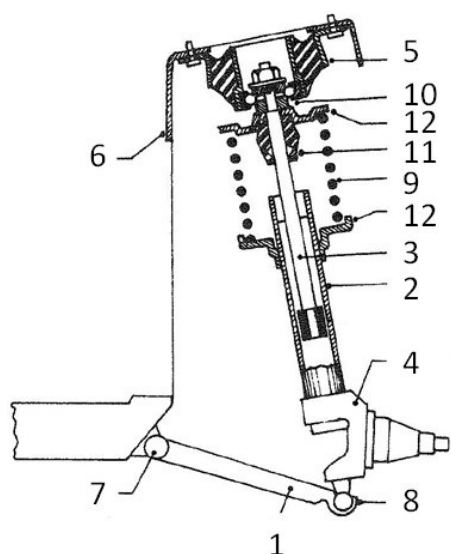
Přepočítaná tuhost pružiny:

$$k_{sw} = k_s \cdot (MR)^2 \quad (32)$$

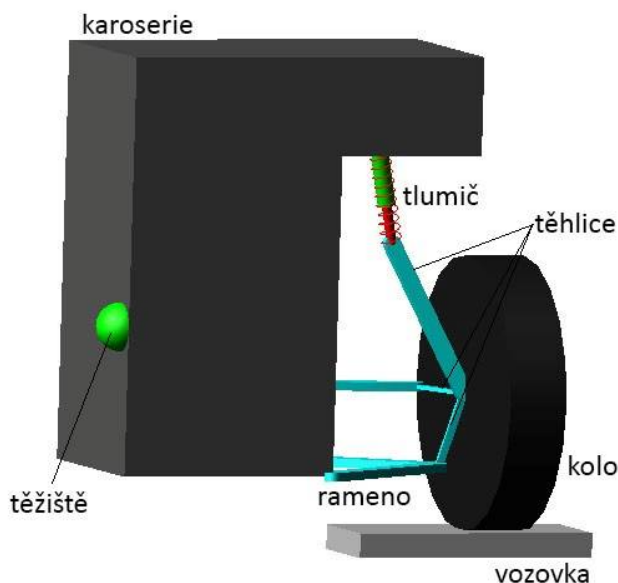
Kde (MR) je instalační koeficient, D_s je výchylka pružiny, D_w je výchylka kola, L_s je vzdálenost uchycení závěsu od karoserie k uchycení pružiny, L_w je vzdálenost uchycení závěsu od karoserie k uchycení kola, F_s je síla na pružině, F_w je síla na kole, K_s je tuhost pružiny, K_w je přepočítaná tuhost pružiny.

2.3 TVORBA ČTVRTINOVÉHO MODELU V PROSTŘEDÍ MSC ADAMS

Na trhu se vyskytuje řada programů pro simulaci kinematiky a dynamiky těles. Pro tvorbu čtvrtinového modelu byl zvolen program ADAMS/View od společnosti MSC. Návrh modelu se tvoří pomocí základních prvků, které lze vybrat v knihovně jednoduchého modeláře. Pomocí tohoto modeláře se vytvářejí jednoduchá tělesa, která se následně spojí příslušnými vazbami. Souřadnice důležitých bodů jsou zadány do tabulky a následně jsou mezi těmito body vytvořena příslušná tělesa. Takto vytvořená tělesa je potřeba omezit v příslušných místech vazbami, aby celý model splňoval požadované vlastnosti. Pokud je potřeba vytvořit náročnější tělesa, je vhodné je vytvořit v některém z CAD programů (jako například NX, Creo, Catya atd.) a následně data importovat do prostředí ADAMS. V tomto případě byl model vytvořen pomocí jednoduchých těles. Složitější tělesa byla nahrazena tělesy jednoduššími, která by neměla mít vliv na přesnost výsledku.



Obr. 35 Náprava Mac Pherson [11]-
1- rameno, 2- tlumič, 3- pístnice, 4- těhlice,
5- horní uložení, 6- rám, 7- čep, 8- kulový
čep, 9- pružina, 10- ložisko, 11- doraz
tlumiče, 12- misky pružiny



Obr. 36 Čtvrtinový model s nápravou Mac Pherson

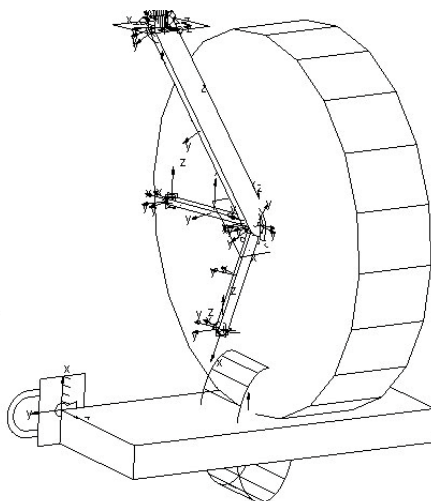
2.4 VAZBY A NÁHRADY V MODELU

Jako nejjednodušší $\frac{1}{4}$ model může být uveden matematický model, který je znázorněn na obrázku 33. Model je vytvořen pomocí dvou jednoduchých kostek, jejichž hmotnosti odpovídají hmotnostem odpružené a neodpružené hmoty. Tyto kostky jsou spojeny pružinou, v prostředí ADAMS/View známý jako prvek Spring. Do pružin se zadají pouze přepočítané konstanty tuhosti a tlumení a může se začít se simulací.

Pokud má být udělán $\frac{1}{4}$ model auta s nápravou Mac Pherson, je potřeba některé prvky zjednodušit a nahradit je prvky jinými.

2.4.1 NÁHRADA KOLA S PNEUMATIKOU

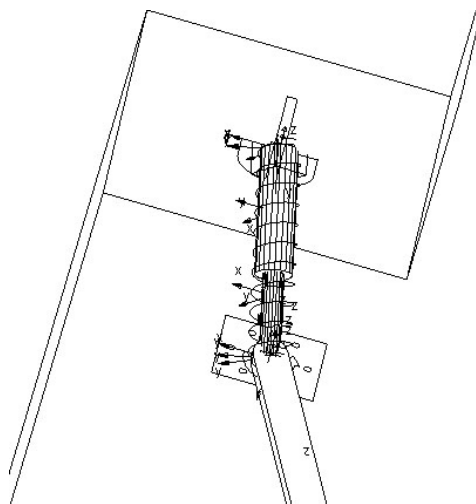
Kolo bylo nahrazeno prvkem válec (Cylinder) a bylo umístěno k těhlici pomocí rotační vazby, kde by mělo vyvolávat stejné účinky jako kolo. Rotační vazba umožňuje rotaci dvou těles kolem jedné společné zvolené osy. Nahrazení tuhosti a tlumení pneumatiky bylo provedeno prvkem tlumič, v ADAMS/View označovaný jako prvek Bushing, ve kterém byla definována konstanta tlumení, tuhost pneumatiky a předpětí pneumatiky, aby odpovídalo skutečné pneumatice. V prvku Bushing se definují vlastnosti pro všechny směry (x, y, z) jak pro síly, tak pro momenty.



Obr. 37 Nahrazení pneumatiky s kolem

2.4.2 NAHRAZENÍ TLUMIČE

Tlumič v zavěšení byl nahrazen prvkem pružina (Spring) se zadanými hodnotami tlumení, tuhostí a přepětí v pružině. Správný pohyb pružiny zaručují dva válce (jeden o větším průměru a druhý o průměru menším), které jsou vůči sobě omezeny posuvnou vazbou, přičemž horní válec je přichycen přes křížovou vazbu, Hooke joint, ke karoserii modelu. Spodní válec, zvaný vodící člen, je přichycen přes rotační vazbu k těhlici.

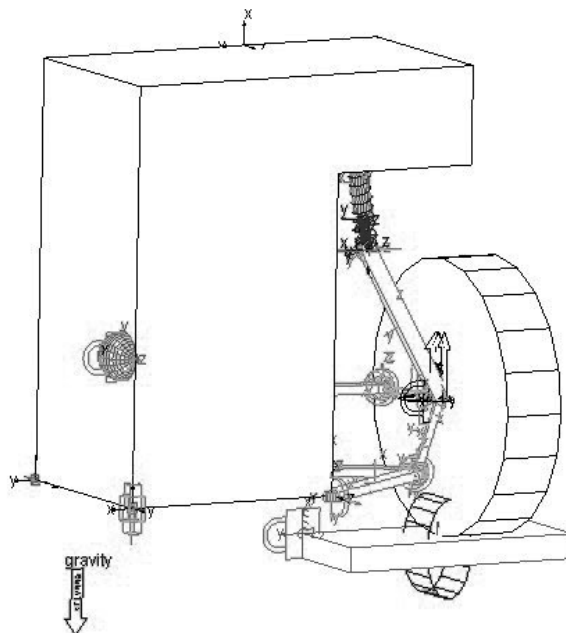


Obr. 38 Nahrazení tlumiče



2.4.3 POLOHA TĚŽIŠTĚ

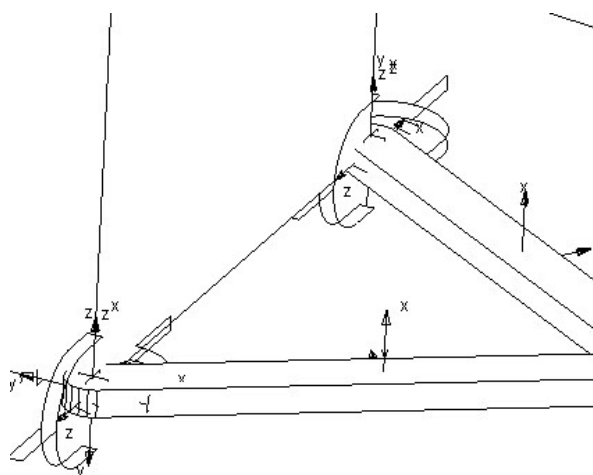
Model simulující karoserii automobilu byl vytvořen jako nehmotné těleso, na kterém, v souřadnicích odpovídající poloze těžiště, byl vytvořen prvek typu Sphere, a následně byla tomuto prvku přidělena hmotnost $\frac{1}{4}$ automobilu. Prvek Sphere byl připevněn přes pevnou vazbu (Fixed joint) ke karoserii.



Obr. 39 Vytvoření hmotnosti v těžišti

2.4.4 PŘICHYCENÍ TROJÚHELNÍKOVÉHO RAMENA KE KAROSERII

Přichycení ramena ke karoserii bylo provedeno pomocí křížové vazby (Hooke joint). Tato vazba umožňuje rotační pohyb okolo rohů. Umožňuje také pohyb univerzální vazby, který není konstantní rychlostí. Někdy se nahrazují dvě křížové vazby dvěma kloubovými vazbami, jako bylo provedeno například v [38].

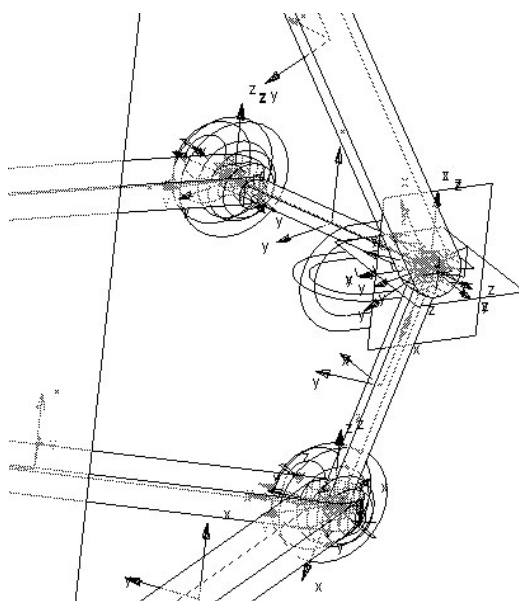


Obr. 40 Přichycení ramena



2.4.5 TĚHLICE

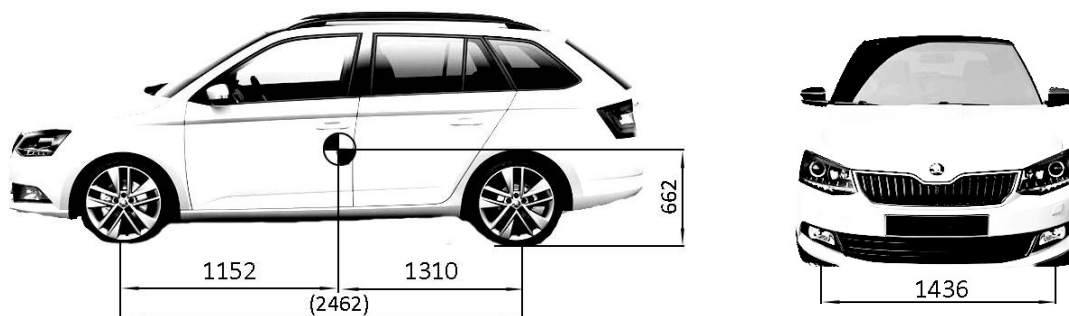
Těhlice se skládá z více prvků. Tyto prvky byly vytvořeny pomocí tyčí, které se potkávají ve stejném bodě, tedy ve středu kola. Ve středu kola jsou k sobě připevněny za pomoci pevných vazeb. Pevná vazba zaručí, že nedojde k rozpojení jednotlivých tyčí. Těhlice se tedy bude chovat jako jedno těleso. Zbylé prvky zavěšení, jako například trojúhelníkové rameno, jsou k těhlici uchyceny díky kloubovým vazbám (Spherical joint), které mají podobné chování jako unibal ložisko. Kloubová vazba umožňuje rotaci kolem všech os v určitém bodě. V našem případě ve společných bodech jednotlivých těles a těhlice.



Obr. 41 Vazby na těhlici

2.5 PARAMETRY MODELU

Po vytvoření základních prvků modelu je nutné zvolit základní parametry modelu, jako například hmotnosti jednotlivých prvků, které jsou uvedeny níže v tabulce. Jedná se o hmotnosti komponent od vozidla Škoda Fabia z katalogu výrobce. Dále je potřeba určit parametry pneumatiky a tlumiče.



Obr. 42 Další parametry modelu překresleno z [27]



Tab. 3 Hmotnosti jednotlivých komponent

Díl	Hmotnost
kolo + pneumatika	25 kg
těhlice + šrouby	6,3 kg
brzdový kotouč	6,7kg
brzdový třmen	2,5 kg
šrouby, matice, podložky	1,5 kg
tlumič odpružení	6,5 kg
trojúhelníkové rameno	2,6 kg
celková hmotnost náhrady za kolo	51,1 kg
celková hmotnost vozidla	1104 kg

Výpočet statického zatížení na jednotlivých nápravách:

$$\text{Hmotnost na přední nápravě: } m_f = \frac{m_{auta} \cdot l_r}{l_f + l_r} \quad (33)$$

$$\text{Hmotnost na zadní nápravě: } m_r = m_{auta} - m_f \quad (34)$$

kde m_f , m_r je hmotnost přední a zadní nápravy v [kg], l je rozvor náprav v [mm], l_f a l_r jsou vzdálenosti přední a zadní nápravy od těžiště v [mm] a m_{auta} je hmotnost celého automobilu v [kg]

$$\text{Hmotnost na přední nápravě } m_f = 587 \text{ [kg]}$$

$$\text{Hmotnost na zadní nápravě } m_r = 517 \text{ [kg]}$$

Výpočet hmotnostních parametrů ¼ vozidla neodpružené hmoty do modelu:

$$\text{Hmotnost na přední nápravě: } m_{uf} = \frac{m_f}{2} - m_{kolo} \quad (35)$$

$$\text{Hmotnost na zadní nápravě: } m_{ur} = \frac{m_r}{2} - m_{kolo} \quad (36)$$

Tab. 4 Hmotnostní parametry odpružené hmoty 1/4 automobilu do simulace

	Hmotnost
¼ model přední část	243 kg
¼ model zadní část	207 kg

Výpočet tuhosti pneumatiky se dělá pomocí subtangenty pneumatiky. Při správném nahuštění má pneumatika subtangenty $s_{bt}=0,015$ m. [10]

$$\text{Tuhost pneumatik: } k_u = \frac{m_s + m_u}{s_{be}} \cdot g \quad (37)$$



$$k_u = \frac{243 + 51,1}{0,015} \cdot 9,81 = 192 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Předběžné zatížení pneumatiky: $F_{tp} = (m_s + m_u) \cdot g$ (38)

- přední náprava $F_{tpf} = (243 + 51,1) \cdot 9,81 = 2880 \text{ [N]}$
- zadní náprava $F_{tpf} = (207 + 51,1) \cdot 9,81 = 2535 \text{ [N]}$

V následující tabulce jsou přehledně shrnuty hodnoty, které byly použity pro simulaci.

Tab. 5 Zvolené parametry pro simulaci

	Hodnota
Tuhost přední pružiny	24 N/mm
Tuhost zadní pružiny	28 N/mm
Předpětí přední pružiny	2500 N
Předpětí zadní pružiny	2400 N
Konstanta tlumení tlumiče	2727 Ns/m
Tuhost pneumatiky	192 N/mm
Předpětí pneumatiky	2880 N

Tuhosti pružin, které se nacházejí v Tab. 5, působí na nápravě Mac Pherson. Jejich konstanty je proto nutné přepočítat do místa působení na kole pomocí vztahu zvaného Motion ratio popsaného v kapitole 2.2.5.

Motion ratio: $(MR) = \frac{0,65}{0,8} = 0,81$

Přepočítaná tuhost pružiny na přední nápravě: $k_{sf} = 24 \cdot 0,81^2 = 15,8 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$

Přepočítaná tuhost pružiny na zadní nápravě: $k_{sr} = 28 \cdot 0,81^2 = 18,5 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$

2.6 ZPŘESNĚNÍ MODELU

Pro zpřesnění modelu se dají v ADAMS/View definovat pružiny jako funkce typu Spline, lze tedy zadat hodnoty, které lépe charakterizují vlastnosti tlumiče a pružiny. Tyto hodnoty mohou být získány měřením reálného tlumiče nebo z informací od výrobce. Ve funkci Spline je v případě pružiny zadána závislost síly na zdvihu. V případě tlumiče je zadána závislost tlumící síly na rychlosti pístu.



Modify a Spring-Damper Force

Name:

Action Body:

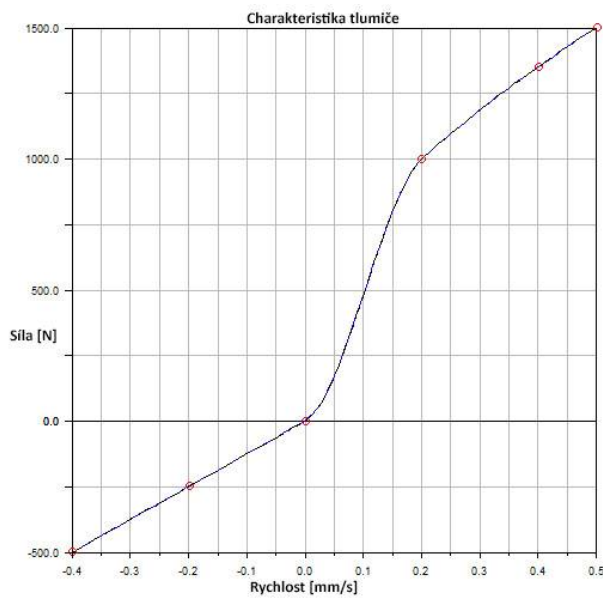
Reaction Body:

Stiffness and Damping:

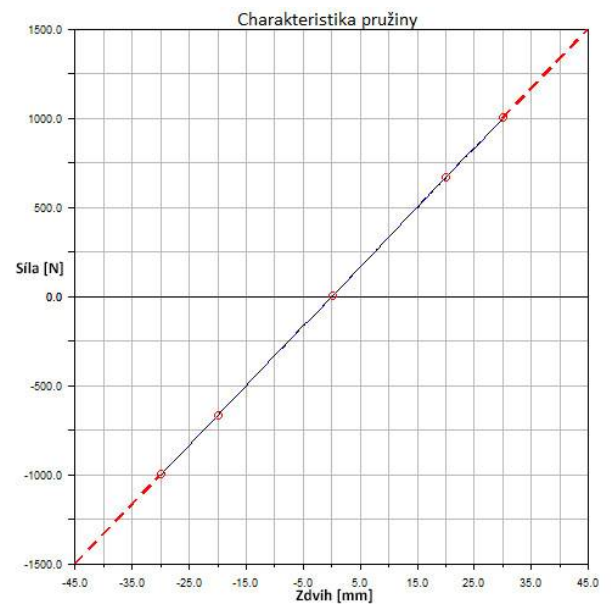
Spline: F=f(defo)

Spline: F=f(velo)

Obr. 43 Zadání charakteristiky pružiny a tlumiče



Obr. 44 Charakteristika tlumiče



Obr. 45 Charakteristika pružiny



3 PROVĚŘENÍ VLIVU AERODYNAMICKÝCH SIL NA JÍZDNÍ KOMFORT

Aerodynamické účinky představují časově proměnné síly, které mají vliv na chování vozidla jedoucího po komunikaci. Tyto síly nejsou zanedbatelné, protože mají prokazatelný vliv na změnu zatížení jednotlivých náprav. I přesto, že je znám jejich význam, nezahrnují se jejich účinky do výpočtových modelů při vyhodnocování jízdního pohodlí. Následující kapitola se zabývá tím, jaký vliv mají aerodynamické síly na jízdní komfort.

3.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Pro výpočet vztahové a odporové síly byly použity hodnoty koeficientů, které jsou uvedeny v tabulce 6.

Tab. 6 Hodnoty konstant

Parametr	Hodnota
rychlost vozidla	130 km/h
čelní plocha	2,2 m ²
hustota vzduchu	1,290 kg/m ³
koeficient odporu vzduchu	0,36
koeficient vztaku na přední nápravě	0,21
koeficient vztaku na zadní nápravě	0,10

Dosazením do (3) a (5), spočítáme odporovou a vztahovou sílu, která na auto působí při rychlosti 130 km/h.

Odporová síla:
$$F_x = -\frac{1}{2} \cdot 0,36 \cdot 1,290 \cdot 130^2 \cdot 2,2$$
$$= -630 \text{ [N]}$$

Vztahová síla na přední nápravě:
$$F_{zf} = -\frac{1}{2} \cdot 0,21 \cdot 1,290 \cdot 130^2 \cdot 2,2$$
$$= -367,5 \text{ [N]}$$

Vztahová síla na zadní nápravě:
$$F_{zr} = -\frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot 1,290 \cdot 130^2 \cdot 2,2$$
$$= -175 \text{ [N]}$$

Dále spočítáme ze vztahu (26) a (28) vlastní frekvenci odpružené a neodpružené hmoty, pokud na auto působí, případně nepůsobí aerodynamické síly.

Přední náprava ¼ model:

Vlastní frekvence odpružené hmoty bez vztaků:
$$\omega_{sf} = \sqrt{\frac{14,64}{243}} = 7,77 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Vlastní frekvence odpružené hmoty bez vztaků v Hz:
$$f_{sf} = \frac{9,95}{2 \cdot \pi} = 1,24 \text{ [Hz]}$$

Vlastní frekvence odpružené hmoty se vztaky:
$$\omega_{vztak_f} = \sqrt{\frac{14,64}{224}} = 8,09 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$



Vlastní frekvence odpružené hmoty se vztlaky:

$$f_{vztlak_f} = \frac{10,08}{2 \cdot \pi} = 1,29 [Hz]$$

Vlastní frekvence neodpružené hmoty:

$$\omega_{uf} = \sqrt{\frac{14,64 + 192}{51,1}} = 63,78 [rad \cdot s^{-1}]$$

Vlastní frekvence neodpružené hmoty v Hz:

$$f_{uf} = \frac{74,84}{2 \cdot \pi} = 10,15 [Hz]$$

Zadní náprava $\frac{1}{4}$ model:

Vlastní frekvence odpružené hmoty bez vztlaků:

$$\omega_{sr} = \sqrt{\frac{16,86}{207}} = 9,02 [rad \cdot s^{-1}]$$

Vlastní frekvence odpružené hmoty bez vztlaků v Hz:

$$f_{sr} = \frac{9,95}{2 \cdot \pi} = 1,44 [Hz]$$

Vlastní frekvence odpružené hmoty se vztlaky:

$$\omega_{vztlak_r} = \sqrt{\frac{24,44}{198}} = 9,22 [rad \cdot s^{-1}]$$

Vlastní frekvence odpružené hmoty se vztlaky v Hz:

$$f_{vztlak_r} = \frac{10,08}{2 \cdot \pi} = 1,47 [Hz]$$

Vlastní frekvence neodpružené hmoty:

$$\omega_{ur} = \sqrt{\frac{24,44 + 192}{51,1}} = 64,18 [rad \cdot s^{-1}]$$

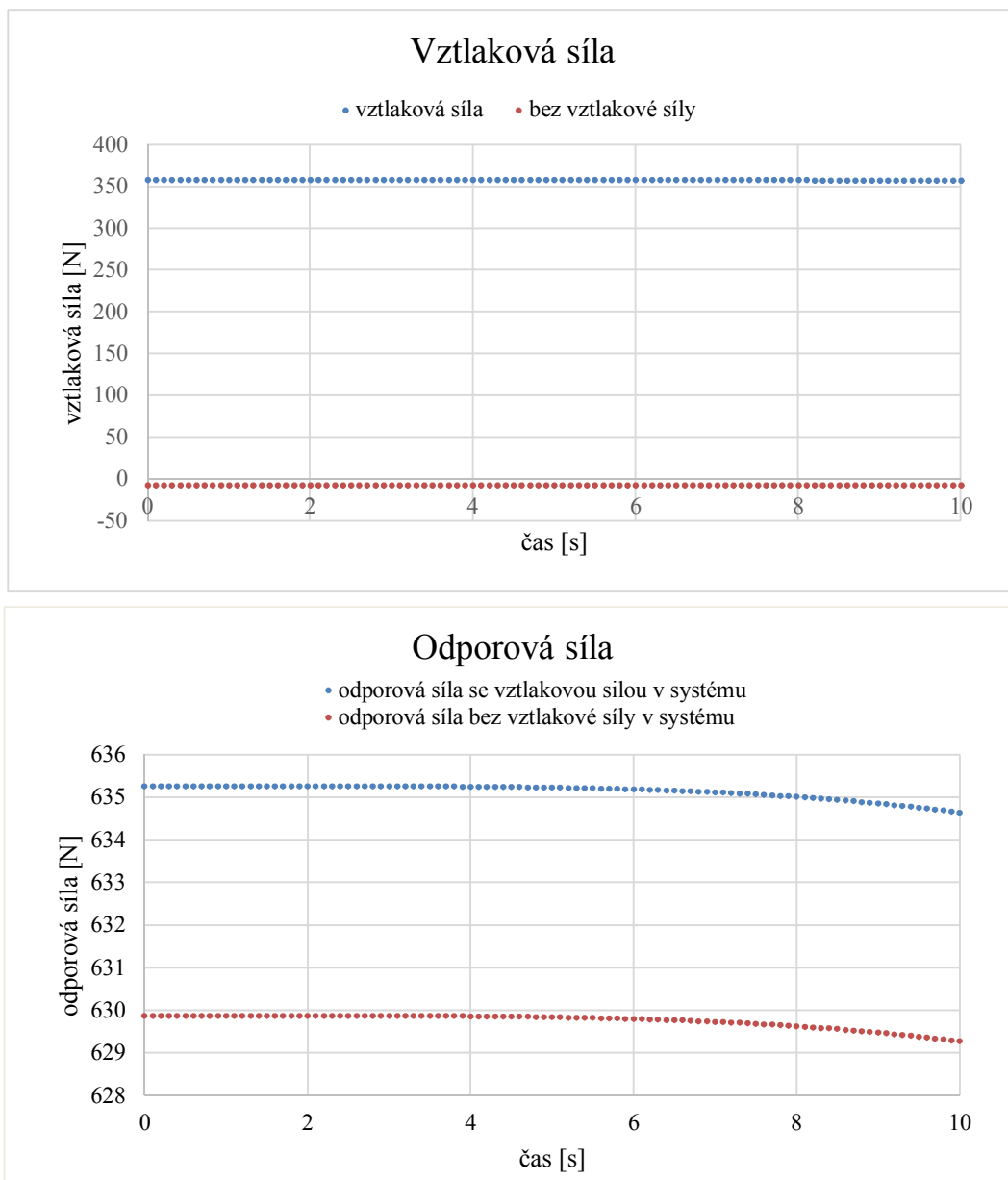
Vlastní frekvence neodpružené hmoty Hz:

$$f_{ur} = \frac{74,84}{2 \cdot \pi} = 10,22 [Hz]$$

Vztlaky odlehčují přední a zadní nápravu silou 365 N, respektive 175 N, což má za následek změnu vlastní frekvence odpružené hmoty. Na přední nápravě se projeví změna nárůstem o 0,05 Hz, na zadní nápravě o 0,03 Hz. Změna vlastní frekvence neodpružené hmoty nenastává.

3.2 SIMULACE VSTUPNÍCH PARAMETRŮ V ADAMS/CAR

V dalším kroku byl vytvořen model auta v prostředí ADAMS/Car a ověřeny výsledky. Prostředí Car nabízí velkou škálu plug-in doplňků pro simulace chování auta na vozovce. Lze definovat jednotlivé parametry pro různé dopravní situace. V mém případě posloužilo prostředí Car pro ověření aerodynamických účinků v případě zadání s výše uvedenými konstantami.



Průběhy dokazují správnost výpočtu a potvrdily velikosti aerodynamických účinků. ADAMS spočítal vztlakovou sílu na přední nápravě 359 N, což je rozdíl oproti mému výpočtu 8,5 N, tedy rozdíl asi 2 %. Dále vidíme, že odporová síla se pohybovala od 630 N do 635 N v závislosti, pokud v systému byla zahrnuta síla vztlaková nebo ne. Tedy pokud v systému vztlaková síla zahrnuta nebyla, výsledek se nelišil, pokud ano došlo k navýšení aerodynamického odporu o 5 N.

3.3 ODEZVA NA BUDÍCÍ FREKVENCÍ

V dalším kroku byla provedena analýza, jak se model chová při buzení různými frekvencemi. V prostředí ADAMS/View lze zapnout vestavěný modul pro vibrace a vytvořit vstupní a výstupní kanály. Další možností je použít klasický pohyb (motion) a nadefinovat ho pomocí funkce SWEEP, která umožňuje nastavit amplitudu a frekvenci, případně měnit frekvenci v požadovaném rozsahu po požadovaném kroku.



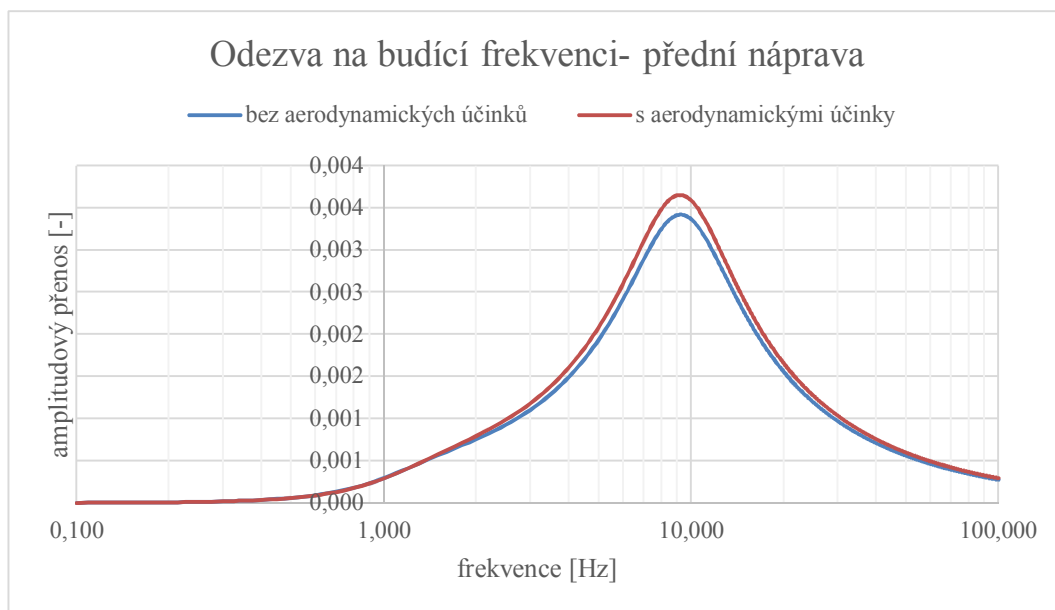
3.3.1 ODEZVA NA BUDÍCÍ FREKVENCÍ V 1/4 MODELU AUTA

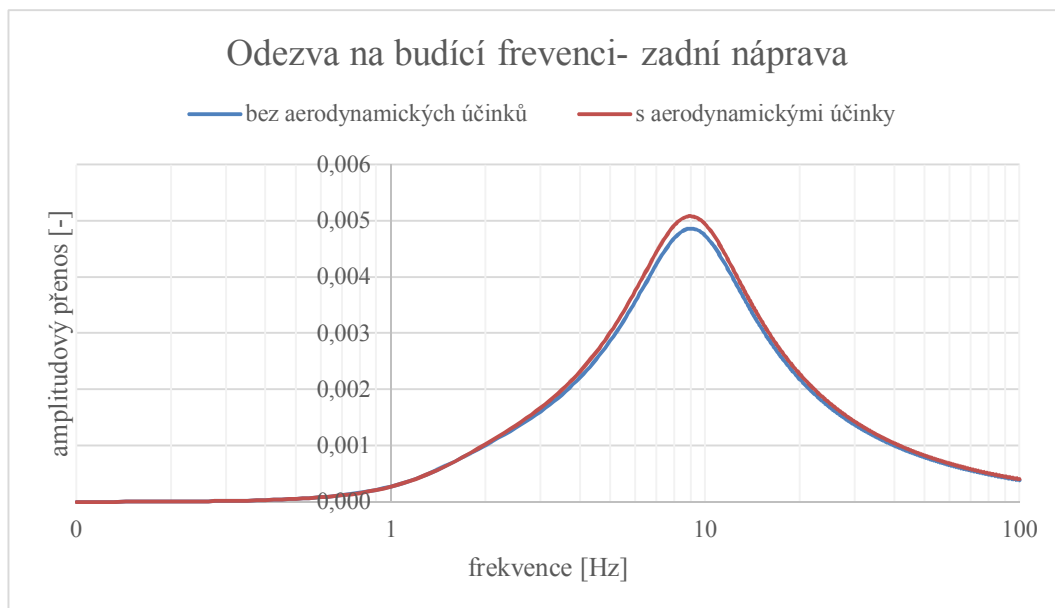
Jako první bylo testováno chování odpružené hmoty 1/4 vozidla. Pro buzení byl použit plug-in vibration a frekvence buzení byla od 0 do 100 Hz při amplitudě 1 mm. Vykresleny byly průběhy pro přední a zadní nápravu zvlášť. V obou grafech jsou vidět hodnoty vlastních frekvencí jak odpružené, tak neodpružené hmoty.

Pro přední nápravu spočítal ADAMS vlastní frekvenci odpružené hmoty 1,29 Hz bez aerodynamických účinků a 1,31 Hz s aerodynamickými účinky. Hodnota vlastní frekvence kol vyšla 9,09 Hz. V grafu lze také pozorovat nárůst amplitudy v oblasti vlastní frekvence neodpružené hmoty v případě, že v modelu byly vztlaky.

Pro zadní nápravu byla určena hodnota vlastní frekvence 1,49 Hz jak v případě s aerodynamickými účinky, tak bez nich. Vlastní frekvence neodpružené hmoty byla 9,29 Hz.

Nižší hodnota vlastní frekvence odpružené hmoty odpovídá měkčímu nastavení tlumičů, u běžných sériových aut se pohybuje v rozmezí 1-2 Hz, sportovní vozy se mohou pohybovat v rozmezí 2-3 Hz. Na hodnotu vlastní frekvence neodpružené hmoty má největší vliv hmotnost kola. Obecně lze konstatovat, že čím má kolo větší hmotnost, tím bude hodnota vlastní frekvence nižší.





3.3.2 ODEZVA NA BUDÍCÍ FREKVENCI ADAMS/CAR

V dalším kroku byl vytvořen model pro simulování vibrací v prostředí ADAMS/Ride, respektive použit model, který dané prostředí nabízí s tím, že byly zadány vlastní parametry. Tento model se dá vystavit vibracemi podobně jako je tomu v prostředí View.

Pod koly modelu je udělána budící plošina, která umožní simulovat buzení jak různými vibracemi, tak simulovat jízdu po různých typech vozovky. Pro buzení vibrací lze použít několik funkcí. Velikost vibrací lze zadat pomocí výchylky, rychlosti nebo zrychlení a budit nápravy lze také různými způsoby. Funkce heave budí obě nápravy současně, tedy všechny budící plošiny jsou ve stejné fázi. Další možností je simulovat klonění pomocí funkce pitch. Dojde nejprve k vibraci přední a potom zadní nápravy, tedy budící plošiny jsou v opačné fázi, to znamená, že budící plošiny pod zadní nápravou mají posunutou fázi o 180° . Funkce roll umožňuje simulovat klopení karoserie. Přední i zadní plošiny vibrují ve stejné fázi, ale rozdíl 180° mezi pravou a levou stranou způsobuje změny v klopení karoserie. Jako poslední je možnost simulovat krut pomocí funkce warp. Přední levá a zadní pravá plošina jsou ve stejné fázi a přední pravá a zadní levá jsou také ve stejné fázi, avšak fázově posunuty o 180° oproti přední levé a zadní pravé budící plošině. Tento fázový posun umožňuje simulovat krut.



Obr. 46 4 post simulace vozidla

3.3.3 ZADÁVÁNÍ AERODYNAMICKÝCH ÚČINKŮ ADAMS/CAR

Pro zapnutí, případně vypnutí aerodynamických účinků je potřeba přepnout rozhraní Car do rozhraní View. V záložce subsystému vybrat šasi a následně v položce Design variables definovat požadované vlastnosti vozidla, jako například aerodynamické konstanty nebo velikost čelní plochy atd. Zapnutí, případně vypnutí aerodynamických účinků je ukryto pod položkou aero_drag_active, kde se nastaví číslo 1, pokud chceme, aby na auto účinky působily, případně 0 pro vypnuté účinky.

3.4 SIMULACE JÍZDY PO NEROVNÉ VOZOVCE

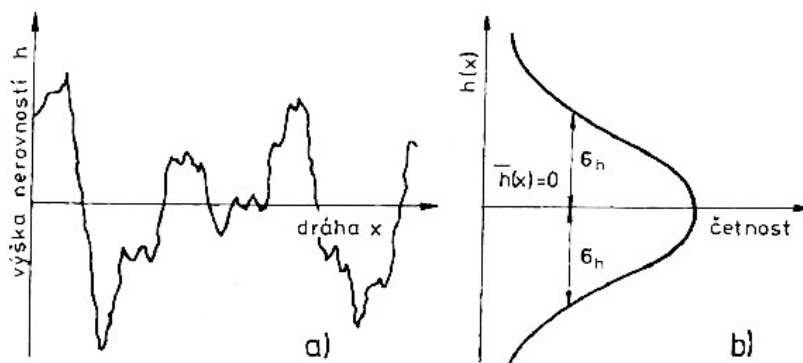
V reálném prostředí se přenáší vibrace na člověka zejména od nerovné vozovky. Nerovnosti mají v čase sinusový průběh, který se s časem mění. Harmonický průběh je však velmi výjimečný. Povrchy vozovek mají profil nerovností neuspořádaný a ve smyslu statistické dynamiky nahodilý. Při vyšetřování kmitavých vlastností se někdy používají tzv. jednorázové nerovnosti ve tvaru sinové půlvlny nebo skokové funkce. [8]

Statistické vlastnosti nerovností jsou popsány jednorozměrnou náhodnou funkcí. Rozptyl výšky nerovností je roven střední hodnotě výšky nerovností. [8]

$$\text{Náhodná funkce:} \quad h = h(x) \quad (39)$$

$$\text{Rozptyl nerovností:} \quad D_h = \overline{h^2(x)} = \overline{h^2(t)} = \overline{h^2} \quad (40)$$

$$\text{Střední kvadratická odchylka:} \quad \sigma_h^2 = D_h \quad (41)$$



Obr. 47 Náhodný profil nerovností s nulovou střední hodnotou [8]

Fourierův integrál vyjadřuje časový průběh nerovností. [8]

$$\text{Časový průběh nerovností} \quad h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H(j\omega) e^{j\omega x} d\omega \quad (42)$$

kde ω je úhlová frekvence buzení a $H(j\omega)$ je amplitudové spektrum v komplexní rovině.

Zavedeme-li značení

$$\overline{h^2(t)} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_h(\omega) d\omega \quad (43)$$

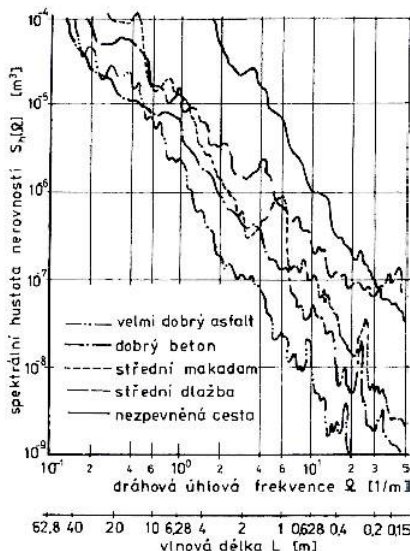
kde $S_h(\omega)$ vyjadřuje výkonovou spektrální hustotu neboli výkonové spektrum. $S_h(\omega)$ udává, jak je rozdělen celkový výkon po frekvenčním pásmu. [8]



Po dalších matematických úpravách lze dostat výsledný vztah, který se používá pro klasifikaci vozovky:

$$S_h(\omega) = \frac{1}{v} S_h(\Omega) \quad (44)$$

Rozměr $S_h(\omega)$ je m^2/s , z toho plyne, že rozměr $S_h(\Omega)$ je m^3 . $S_h(\Omega)$ se zjišťuje experimentálně.



Obr. 48 Spektrální hustota nerovnosti v závislosti na úhlové frekvenci a vlnové délce [8]

Po značném přiblížení je $S_h(\Omega)$ přímková funkce a lze tedy psát:

$$\log S_h(\Omega) = \log S_h(\Omega_0) + n \cdot (\log \Omega_0 - \log \Omega) \quad (45)$$

3.4.1 KLASIFIKACE NEROVNOSTI VOZOVKY ISO 8608

Norma ISO 8608 standardizuje, jak měřit a vyhodnocovat profil cesty. Metoda posuzuje výškovou změnu profilu pro data z jedné nebo více jízdních zkoušek. Norma lze aplikovat pro měření a vyhodnocování informací z běžných cest, dálnic, ale i cest bez zpevněného povrchu tzv. off-road cesty. Norma nedefinuje potřebné měřicí ani procesní zařízení. K vyhodnocování kvality povrchu je použito PSD. PSD je zkratka pro Power Spectral Density a značí výkonové frekvenční spektrum. V normě jsou popsána tři výkonová frekvenční spektra, a to dráhové, rychlostní a zrychluující. [12]

3.4.2 SAYERSŮV MODEL VOZOVKY

Sayers vytvořil model, který byl použit pro charakteristiku povrchu, po kterém jezdí těžká vozidla. Nejprve byl model vytvořen pro potřeby armády a následně doplněn pro potřeby všech vozidel. Pro tvorbu modelu byla použita data z měření v reálném prostředí, která byla později simulována pomocí ¼ modelu auta. Bylo zjištěno, že odezva auta, myšleno zrychlení odpružené hmoty, má vliv jak na poškození vozovky, tak zhoršení kvality jízdy, které může vést k poškození přepravovaného zboží. Výzkum se zabýval jak dynamickému zatížení náprav, tak vertikálnímu zrychlení odpružené hmoty pro různé typy povrchu a různé rychlosti vozidla. [17]

Sayers ve své zprávě stanovil, jak měřit traťový profil, určil jednoduchou škálu pro různé typy povrchů a popsal, jak ověřit simulované hodnoty v reálném prostředí. Pro popis povrchu cesty



v modelu slouží tři základní veličiny G_e (PSD parametr výchylky), G_s (PSD parametr rychlosti) a G_a (PSD parametr zrychlení). Pro stanovení parametrů pro veřejné cesty bylo navázáno na tzv. IRI model (International Road Index), který byl v roce 1982 považován za nejlepší model pro stanovení parametrů vozovky. Sayers ve svém modelu zpřesnil IRI model pro vyšší rychlosti a jeho model se stal velice užitečným nástrojem pro klasifikaci vozovky v automobilovém průmyslu. [22]

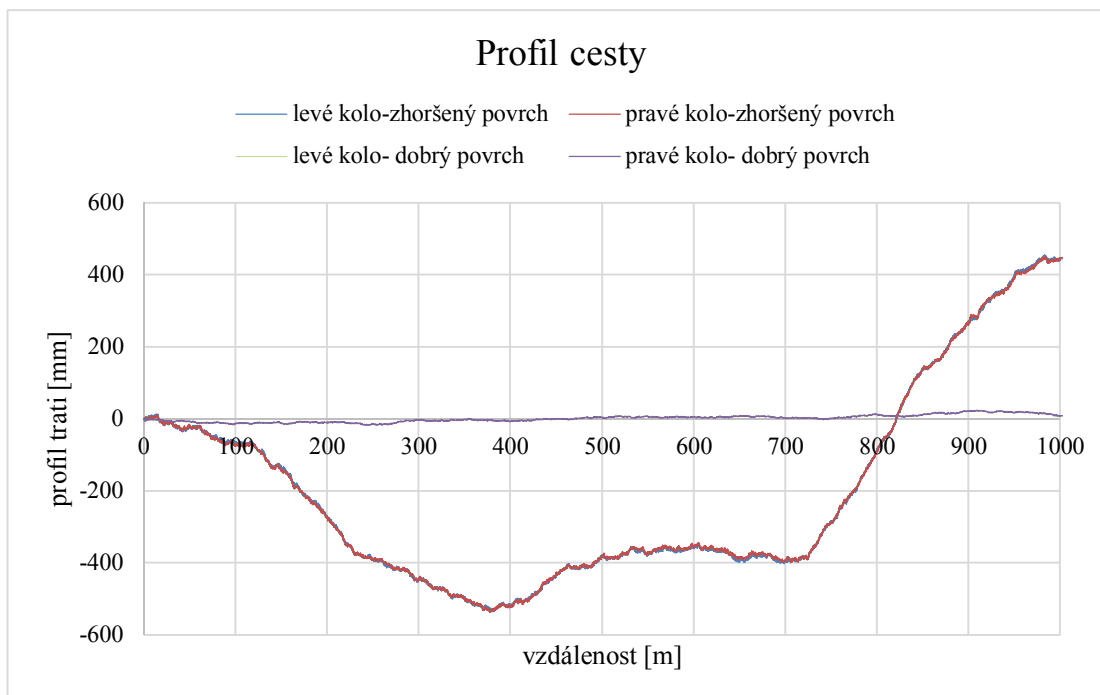
3.4.3 SIMULACE NEROVNÉ VOZOVKY V MSC ADAMS

V prostředí ADAMS/RIDE se dají simulovat podmínky skutečné silnice pomocí tzv. generátoru silnic. Pro zadání vstupních parametrů slouží Sayersův model vozovky, kdy se zadávají hodnoty z PSD pro daný povrch a pro všechna výkonová frekvenční spektra. Pro orientaci slouží následující tabulka. Reálný povrch vozovky je potom možno zařadit jako zdroj vibrací v modelu.

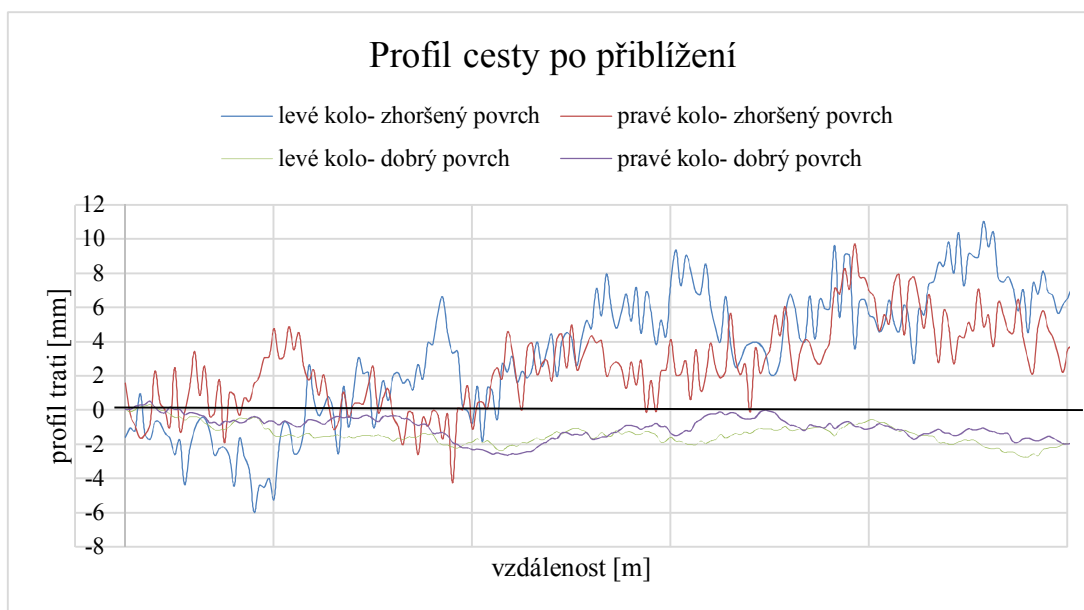
Tab. 7 Příklad parametrů Sayersova Modelu [13]

	IRI		G_e	G_s	G_a
Povrch	$\frac{in}{mi}$	$\frac{mm}{km}$	$\frac{m^3}{cyklus} \cdot 10^{-6}$	$\frac{m}{cyklus} \cdot 10^{-6}$	$\frac{1}{m \cdot cyklus} \cdot 10^{-6}$
Jemný pružný	75	1184	0,000	6	0,00
Pružný	150	2367	0,000	12	0,17
Hrubý pružný	225	3551	0,003	20	0,20
Jemný pevný	80	1263	0,000	1	0,00
Pevný	161	2541	0,100	20	0,25
Hrubý pevný	241	3804	0,100	35	0,30

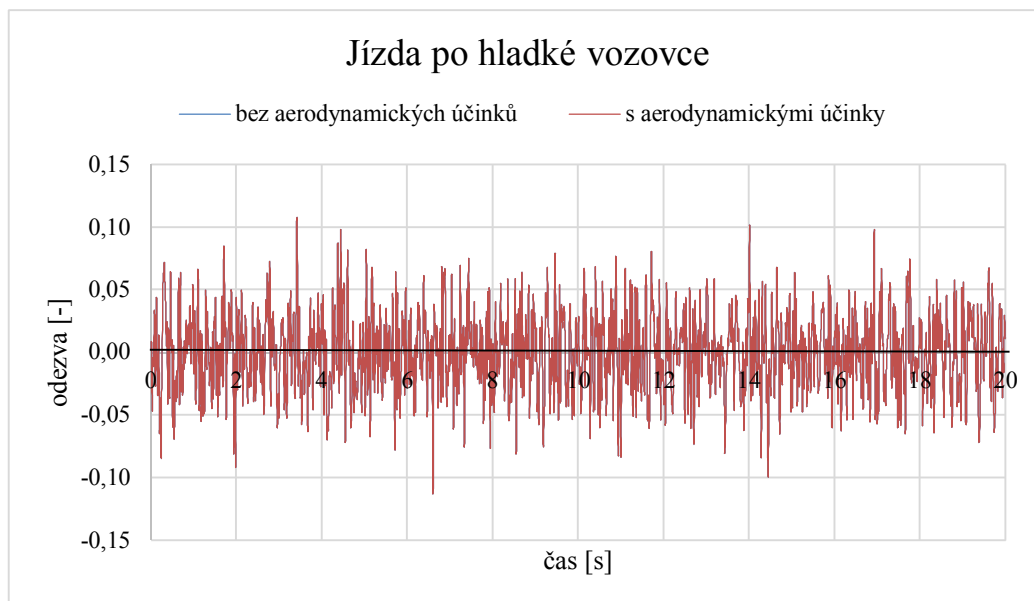
Po zadání vstupních parametrů si lze prohlédnout profil cesty v post procesoru. V průběhu lze vidět křivky pro levé a pravé kolo, které se zdají při pohledu na celý interval jako jedna a ta samá křivka. Po značném přiblížení si lze všimnout odlišnosti v profilu pro levé a pravé kolo, protože na reálné silnici se nachází také různé profily pro levé a pravé kolo. Aby bylo možné simulaci spustit, je potřeba zadat traťový profil nejméně 1 km dlouhý.



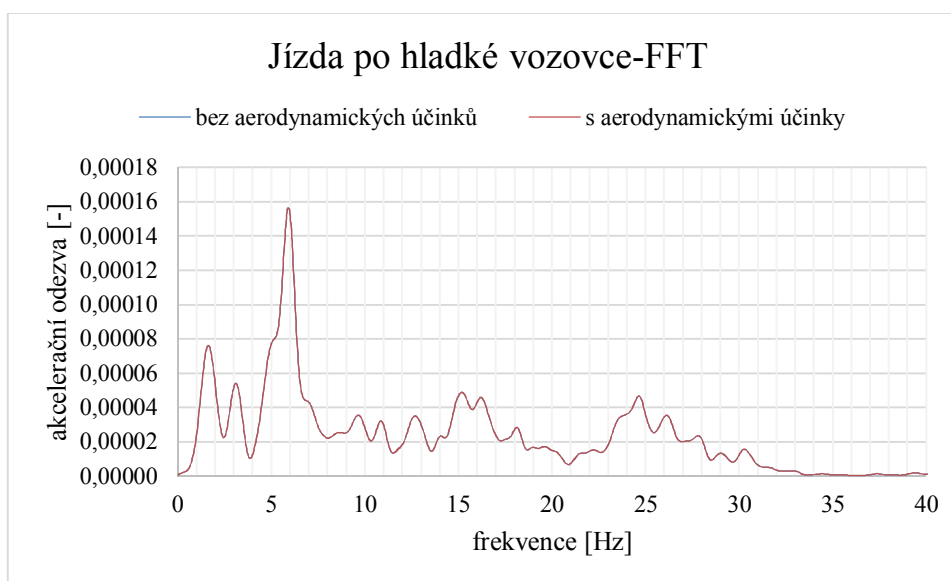
Po přiblížení, jsou jasně patrné zdroje vibrací, které se budou vyskytovat v analýze.



V následujícím grafu můžeme pozorovat zrychlení sedadla řidiče. Při jednom testu byly aerodynamické účinky působící na auto zapnuté, v druhém případě byla simulace provedena bez aerodynamických účinků. Jako první byl definován povrch vozovky hladký kvalitní s pevným povrchem, tedy aby simuloval jízdu po dálnici, s novým povrchem. Křivky odezvy, které cesta generuje, se přesně kopírují, takže nedojde ke změně velikosti zrychlení ani ke změně průběhu. V prvním průběhu je vidět závislost odezvy na vertikální kmitání na čase průjezdu, která byla následně upravena pomocí Fourierovy transformace.

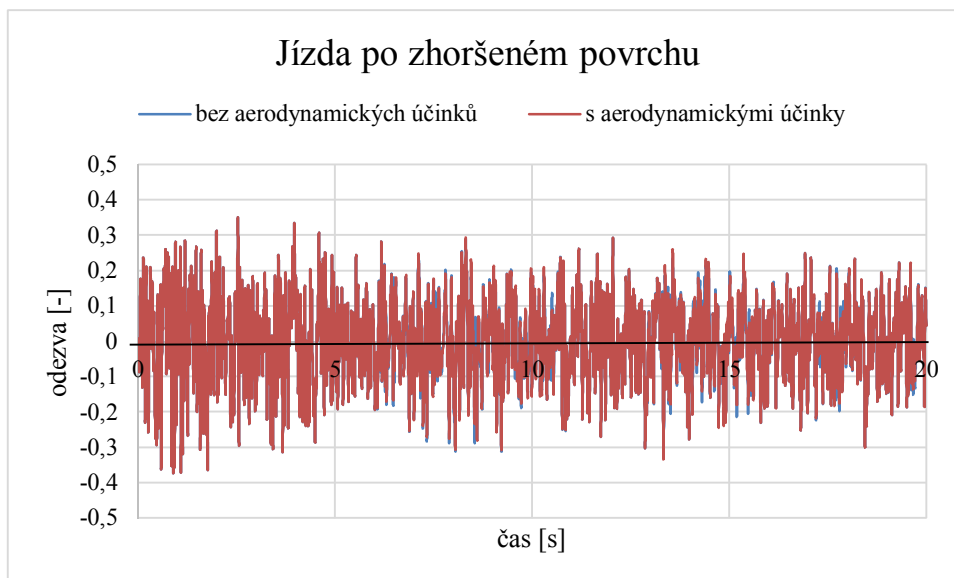


Pro lepší porovnání výsledků a odstranění šumu byla provedena Fourierova transformace. Z ní je ještě více patrné překrývání křivek. Pro celkové vyhodnocení kvality jízdy posloužil modul pro vyhodnocování komfortu, který se nazývá ISO Ride index. Při jízdě po novém povrchu vozovky odpovídala hodnota komfortu 1,06 jak pro případ s aerodynamickými účinky, tak bez nich. Výborná hodnota komfortu se dala očekávat, na základě zkušeností z praxe, kdy vozidlo jedoucí po novém povrchu vykazuje pouze malé vibrace.

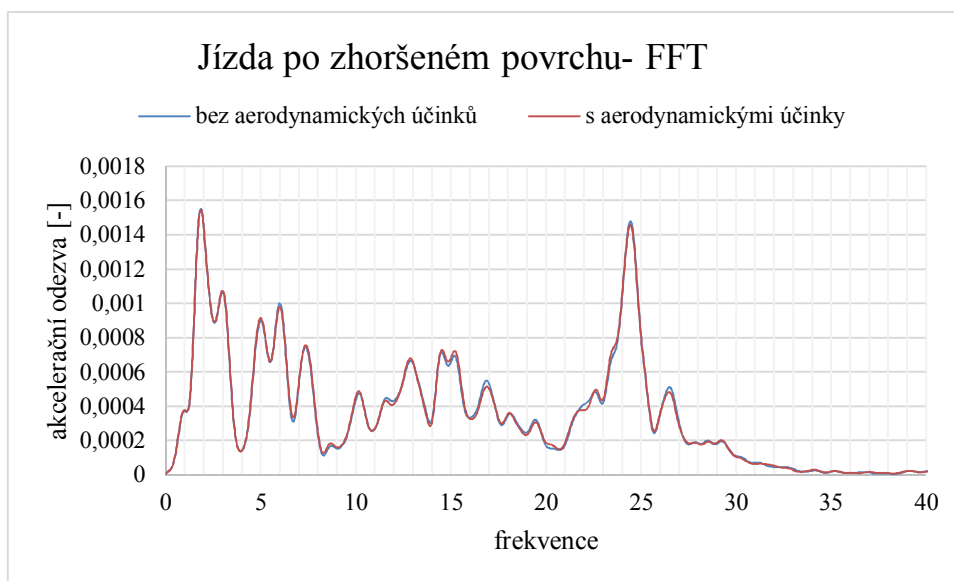


Pro další porovnání byla provedena simulace na zhoršeném povrchu vozovky. Tento povrch odpovídal dálnici před rekonstrukcí. Tedy povrchu, který je na českých dálnicích nejběžnější.

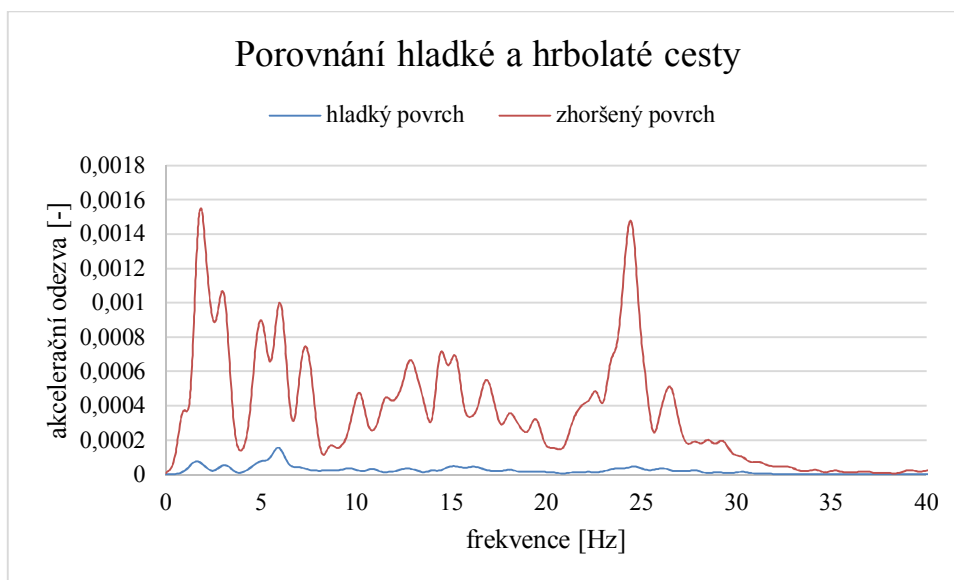
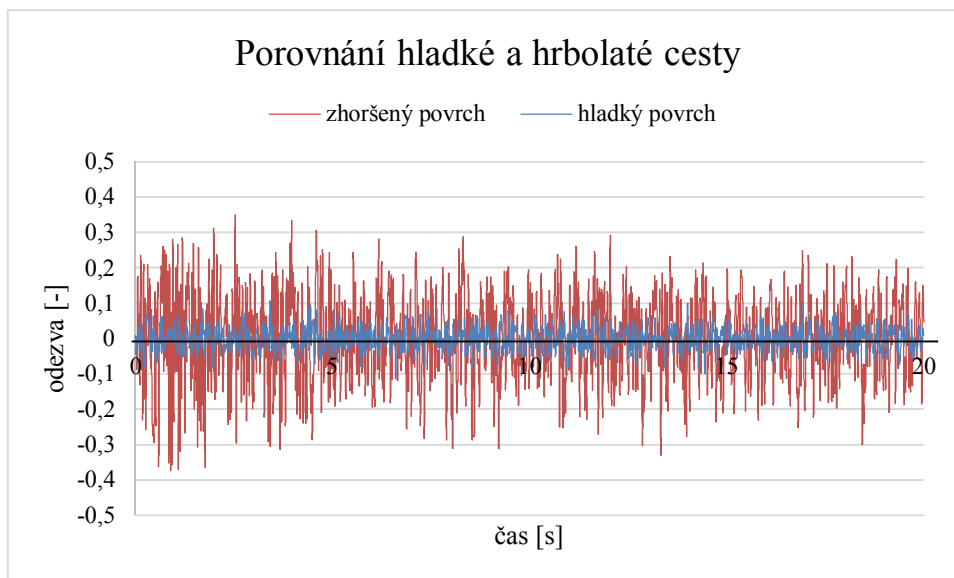
V grafu je patrný výrazný nárůst šumu. Při porovnání průběhu s aerodynamickými účinky a bez aerodynamických účinků vidíme, jak jsou si průběhy podobné. Po přiblížení jsou vidět malé odlišnosti, které jsou zanedbatelné. Celkový komfort se zhoršil na 2,5. Změna naměřeného komfortu nebyla pozorována, pokud byly, případně nebyly v modelu zahrnuty aerodynamické účinky. Tato hodnota je potom hraniční, co se přípustnosti jízdního komfortu týče.



Pro lepší porovnání výsledků byla opět provedena Fourierova transformace, ze které je jasné patrné, že aerodynamické účinky mají pouze malý vliv na změnu vibrací.



V další části byly porovnány oba povrchy, jak dojde ke změně budící frekvence a změně zrychlení sedadla řidiče. V prvním průběhu je patrný nárůst vibrací od zhoršeného povrchu. Druhý průběh porovnává Fourierovu transformaci pro hladký a zhoršený povrch. Při tomto porovnání je patrné, jak nový povrch vozovky generuje pouze malé vibrace.



Na základě výše uvedených grafů se dá usuzovat, že aerodynamické účinky způsobí tak malé změny zatížení na jednotlivých nápravách, že nedojde k prokazatelnému ovlivnění komfortu vozidla. Daleko důležitější parametr, který má zásadní vliv na jízdní komfort je stav a povrch vozovky, na kterém se vozidlo pohybuje.



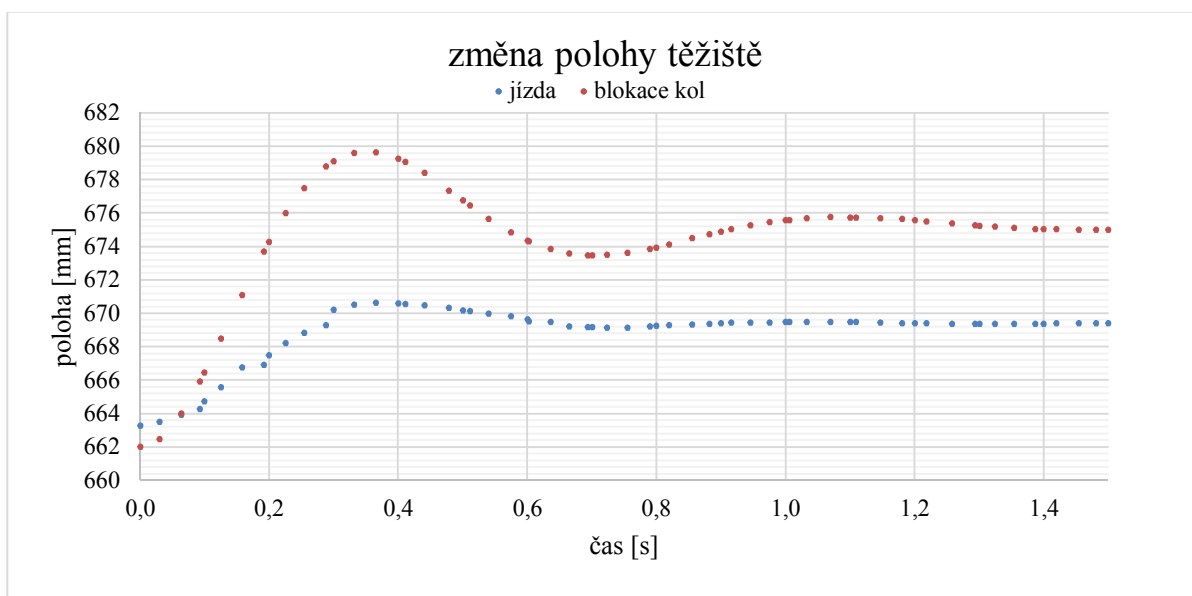
4 ZMĚNA POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

V aerodynamickém tunelu je vozidlo vystaveno proudícímu vzduchu, který obtéká po stěnách vozidla a způsobuje lokální změny tlaků. V moderních typech tunelů jsou inženýři schopni simulovat rotující kola společně s ubíhajícím povrchem pod testovaným vozidlem. Toto řešení přináší přesné výsledky a odstraňuje spoustu problémů. Jedním z problémů, který se projevoval u starších tunelů, je změna polohy karoserie v důsledku přenášení brzdné síly od zafixovaných zadních kol. Simulace probíhala tak, že se model postavil do testované části a zadní kola byla zablokována ruční brzdou, aby nedošlo k pohybu testovaného auta. Brzdný moment, který bránil autu v pohybu, přenesl silové účinky na nápravu, která způsobila další síly na karoserii vozidla. Výsledkem je změna polohy karoserie a těžiště oproti stavu, kdyby se vozidlo mohlo pohybovat.

4.1 SIMULACE ZMĚNY POLOHY TĚŽIŠTĚ

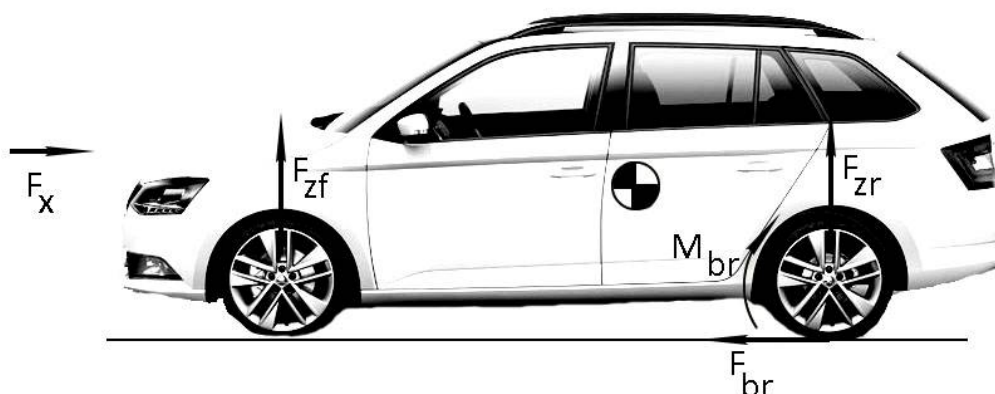
Pro simulaci změny polohy těžiště byl opět použit MSC ADAMS, ve kterém byl vytvořen model vozidla. Parametry modelu zůstaly stejné jako pro případ $\frac{1}{4}$ modelu auta.

V simulaci byla nejprve nalezena rovnovážná poloha pro vozidlo jedoucí po rovné vozovce rychlostí 130 km/h. Následně bylo vozidlo fixováno a byla znovu nalezena rovnovážná poloha. Z níže uvedeného průběhu vidíme, že výsledek pro vozidlo jedoucí a pro vozidlo stojící bez rotujících kol v aerodynamickém tunelu se liší. U vozidla stojícího se zablokovanými zadními koly ruční brzdou dojde ke zvýšení polohy těžiště po ustálení o 4,8 mm.



4.2 VÝPOČET ZMĚNY POLOHY

V aerodynamickém tunelu je testované vozidlo postaveno na váhy a zadní kola jsou zajištěna ruční brzdou, aby nedošlo k pohybu vozidla. Při měření jsme schopni zjistit aerodynamické účinky, které na auto působí. Do výsledků však promlouvá další vliv, který je potřeba brát v potaz. Zadní kola, která brání pohybu testovaného modelu, vytváří v kontaktu kola s podlahou tunelu brzdnou sílu F_t , ta vytváří brzdný moment, který se přenáší na zadní nápravu. Právě brzdný moment na zadní nápravě vede ke vzniku vertikální síly, která má za následek změnu zatížení zadní i přední nápravy a změnu polohy karoserie.



Obr. 49 Vytváření brzdného momentu při blokování zadních kol

Změny zatížení, které aerodynamické účinky vyvolají, a které na auto působí, byly vypočítány v kapitole 3. Pro výpočet změny polohy byly použity rovnice, které jsou odvozeny v [30].

Zátěž jednotlivých náprav dostaneme vynásobením příslušných hmotností tíhovým zrychlením.

Zátěž přední nápravy
(neodpružené hmoty):

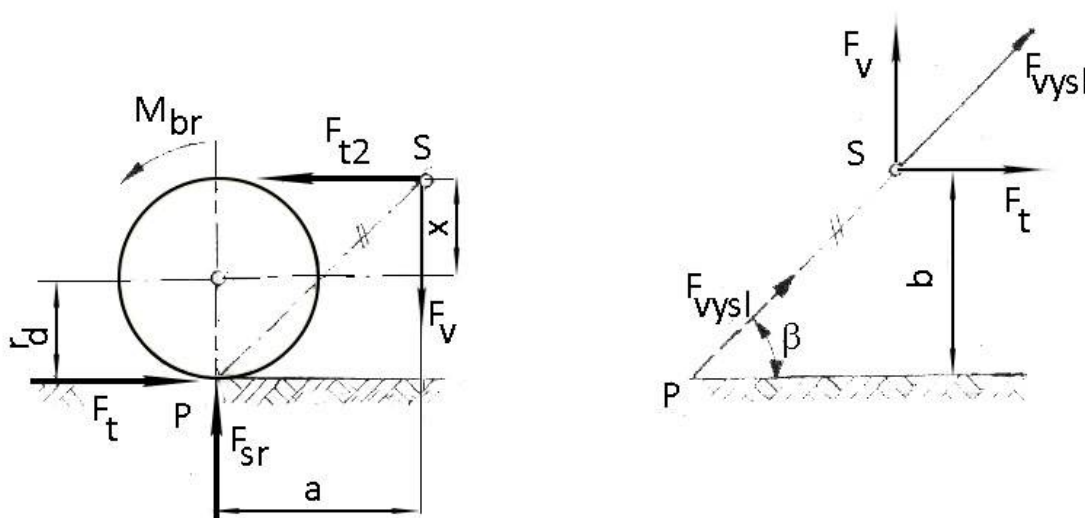
$$F_{zuf} = 2 \cdot m_{kolo} \cdot g \text{ [N]} \quad (46)$$

Zátěž zadní nápravy
(neodpružené hmoty):

$$F_{zur} = 2 \cdot m_{kolo} \cdot g \text{ [N]} \quad (47)$$

4.2.1 VZNIK VERTIKÁLNÍ SÍLY PŘI BLOKOVÁNÍ ZADNÍCH KOL

Statické zatížení přední nápravy je F_{sf} , statické zatížení zadní nápravy je F_{zr} . Proti statickému zatížení působí vztlaky na přední i zadní nápravě. Vztlaky způsobují odlehčení karoserie jak v přední, tak zadní části. V rovině vozovky působí pod zadními koly brzdná síla proti směru pohybu. Tato brzdná síla vyvolá brzdný moment M_{br} .



Obr. 50 Schéma vzniku vertikální síly překresleno z [8]



Ze statické rovnováhy plyne:

$$F_t + F_{t2} = 0 \quad (48)$$

$$F_v a + F_{t2}(r_d + x) = 0 \quad (49)$$

Vertikální síla:

$$F_v = \frac{-F_t(r_d + x)}{a} = -F_t \frac{b}{a} [N] \quad (50)$$

kde F_v značí vertikální sílu, r_d značí dynamický poloměr kola, x vzdálenost středu klonění zadní nápravy ke středu kola, a vzdálenost středu klonění ke středu kola v ose x , b výška středu klonění kola od vozovky

Vertikální síla vzniklá při brzdění silou F_t se přenáší přímo na karoserii vozidla, aniž by procházela pružinami nebo tlumiči. Její účinky tedy působí přímo proti silám způsobených momentem klonění. Vertikální síla může naklápění zvětšovat nebo zmenšovat v závislosti na nastavení geometrie zavěšení. [8]

Pokud na nápravu působí síla, dojde ke stlačení, případně natažení pružiny v závislosti na směru působení dané síly. Protože platí zákon akce a reakce, změna zatížení na zadní nápravě vyvolá reakci na nápravě přední. Na přední nápravě působí pouze vztlaková síla, na zadní nápravě působí vztlaková síla a navíc ještě proti směru vztlakové síly působí vertikální složka brzděné síly. [30]

Změna zatížení na přední nápravě:

$$\Delta W_f = F_{zf} [N] \quad (51)$$

Změna zatížení na zadní nápravě:

$$\Delta W_r = F_{zr} - F_v [N] \quad (52)$$

Změna polohy karoserie je dána změnou stlačení pružin přední a zadní nápravy.

Akce přední nápravy:

$$s_f = \frac{\Delta W_f}{2 \cdot K_{s_m}} [mm] \quad (53)$$

Reakce zadní nápravy:

$$s_r = \frac{\Delta W_r}{2 \cdot K_{r_m}} [mm] \quad (54)$$

Změna polohy v přední a zadní části se projeví změnou úhlu klonění, který se pro nezávislé zavěšení a nápravu Mac Pherson počítá z následujícího vztahu 55. [30]

Úhel o jaký se kapota vychýlí:

$$\theta = \frac{s_r + s_f}{l} [^\circ] \quad (55)$$

Pro výsledný vztah změny polohy těžiště je potřeba znát statické zatížení odpružené hmoty na jednotlivých nápravách. Následující rovnice slouží k vyjádření zatížení odpružených hmot na přední a zadní nápravě.

Odpružená hmota přední nápravy:

$$F_{sf} = F_{sf} - F_{zuf} [N] \quad (56)$$



$$\text{Odpružená hmota zadní nápravy:} \quad F_{sr} = F_{sr} - F_{zur} [N] \quad (57)$$

$$\text{Hmotnost odpružené hmoty:} \quad F_s = F_{sf} + F_{sr} [N] \quad (58)$$

Z předchozího odvození je tedy zřejmé, že zadní část klesne a přední část se posune nahoru. Výsledná změna polohy těžiště se spočítá ze vzorce 59.

$$\text{Výsledná změna polohy těžiště:} \quad \Delta h_T = s_f \frac{F_{sf}}{F_s} - s_r \frac{F_{sr}}{F_s} \quad (59)$$

Dosazení do rovnic:

$$\text{Vertikální síla:} \quad F_v = -630 \frac{0,25}{0,5} = -315 N$$

$$\text{Přizvednutí přední nápravy:} \quad s_f = \frac{367,5}{2 \cdot 15,84} = 11,6 [mm]$$

$$\text{Reakce zadní nápravy:} \quad s_r = \frac{-315 + 175}{2 \cdot 18,48} = 3,8 [mm]$$

$$\text{Úhel o jaký se kapota vychýlí:} \quad \theta = \frac{11,60 + 3,8}{2462} = 0,4 [^\circ]$$

$$\text{Neodpružená hmota} \quad F_{zur} = F_{zur} = 2 \cdot 51,1 \cdot g = 1003 [N]$$

$$\text{Odpružená hmota přední nápravy:} \quad F_{sf} = 5761 - 1003 = 4758 [N]$$

$$\text{Odpružená hmota zadní nápravy:} \quad F_{sr} = 5066 - 1003 = 4064 [N]$$

$$\text{Výsledná odpružená hmota:} \quad F_s = 4758 + 4064 = 8822 [N]$$

$$\text{Výsledná změna polohy těžiště:} \quad \Delta h_T = 11,6 \frac{4758}{8822} - 3,8 \frac{4064}{8822} = 4,5 [mm]$$

Po dosazení do výše uvedených rovnic vyjde změna polohy těžiště o 4,5 mm a naklonění karoserie o úhel $0,4^\circ$. Přizvednutí přední části a zaklonění zadní části modelu přináší problém při měření aerodynamických koeficientů. Důsledkem může být, že koeficienty, které jsou měřeny, neodpovídají realitě. Na reálném autě v reálném prostředí bude jistě změna polohy i aerodynamických koeficientů jiná. Důvodů, proč dojde k ovlivnění výsledků je mnoho a zabývá se jimi následující kapitola.

5 VLIVY ZPŮSOBUJÍCÍ ROZDÍLNOU POLOHU KAROSERIE

Jak se provádí měření ve větrném tunelu bylo popsáno v kapitole 1.4.2. Proto se následující kapitola zabývá pouze vlivy, které hrají roli při změně polohy karoserie reálného vozidla a modelu. Obecně by se daly vlivy rozdělit do dvou skupin. Kdy jedna skupina by zahrnovala vlivy způsobené zanedbáním rotujících kol a druhá by zahrnovala konstrukční uspořádání automobilu. Do první skupiny patří změna proudění v okolí rotujícího kola, odpor proti valení pneumatiky atd. Druhá skupina zahrnuje nastavení pružin a tlumičů a tření mezi jednotlivými prvky zavěšení.



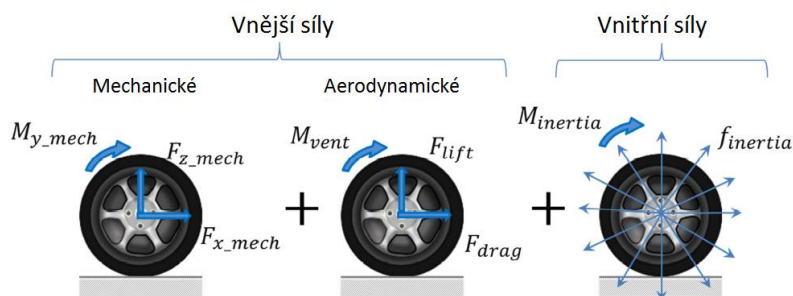
Obr. 51 Test VW ve větrném tunelu se zablokovánými koly [23]

5.1 VLIV NEPOHYBUJÍCÍ SE VOZOVKY

Rozdílnou polohu karoserie může způsobovat několik vlivů. Jedním z nich je například změna mezní vrstvy pod vozidlem v důsledku nepohybuující se vozovky. Proud vzduchu po vozovce v tunelu potom neodpovídá proudění vzduchu v reálném prostředí. V tunelu dojde jak k růstu mezní vrstvy u povrchu vozovky, tak i k růstu mezní vrstvy v okolí automobilu. Výsledek se projeví v odlišném proudění pod automobilem. Jak dochází k proudění pod vozidlem v tunelu je popsáno v kapitole 1.4.1 v sekci „Umístění modelu v tunelu.“

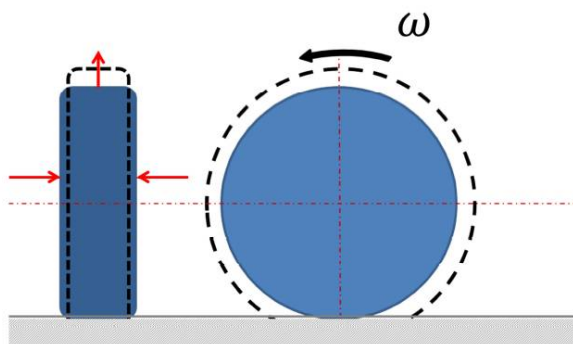
5.2 VLIV NEROTUJÍCÍCH KOL

Fixace kol k povrchu vozovky má prokazatelný vliv na aerodynamické charakteristiky vozidla. Rotující kola představují systém, ve kterém působí mnoho sil a momentů. Ve zjednodušeném 2D obrázku lze vidět síly a momenty, které se na kole vyskytují. Jednotlivé síly a momenty se ve skutečnosti vyskytují v různých místech, avšak pro názornost jsou uvedeny k těžišti kola. Vnější síly mohou být rozděleny na mechanické a aerodynamické. Aerodynamické jsou způsobeny pohybem kola ve vzdušném prostředí. Mechanické zahrnují zbylé složky sil. Moment u vnitřních sil se vyskytuje pouze v případě, když dochází ke změně úhlové rychlosti kola.



Obr. 52 Síly v kole přeloženo z [20]

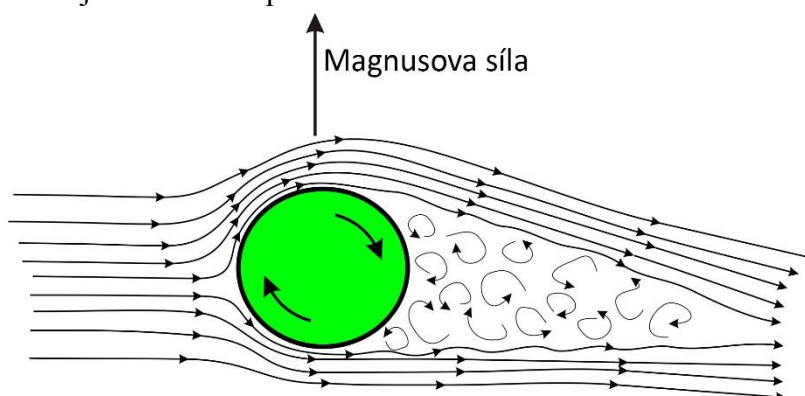
V následujícím obrázku je vidět komprese pneumatiky v ose x a expanze v ose y. V závislosti na zatížení a charakteristice pneumatiky může dojít k zúžení pneumatiky až o 8 mm z každé strany, to vede ke změně geometrie pneumatiky. Vlivem zúžení potom může dojít k nárůstu do svislého směru o stejnou hodnotu. [24] Nárůst v axiálním směru má za následek změnu polohy osy rotace kola vzhůru tedy více do podběhu auta.



Obr. 53 Deformace vlivem vnitřních sil [20]

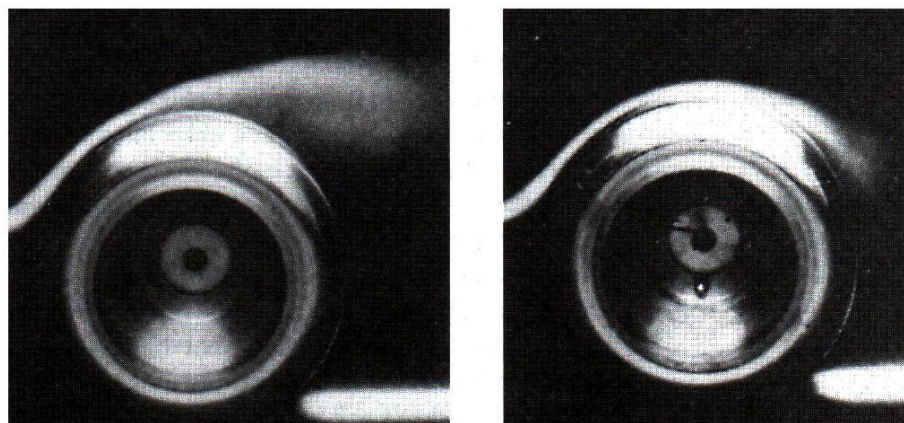
5.2.1 ZMĚNA PROUDĚNÍ V OKOLÍ ROTUJÍCÍHO KOLA

V kapitole 1.2.2. byl zmíněn tzv. Magnusův jev. Tento jev je spojen s rotací rotačního tělesa v tekutém prostředí. Ve fotbalu se projeví například zatočením míče do brány při kopání rohového kopu, u některých typů lodí slouží k pohonu, umožňuje jim tedy pohyb vpřed. U rotujících kol automobilu způsobuje změny tlaků v okolí obtékaného tělesa. Nejčastěji se projevuje vznikem vztlačením nad rotujícím kolem. Magnusův jev vzniká vlivem zpomalování proudění na jedné straně a urychlováním na straně druhé. Na jedné straně se tedy rychlost vzduchu odečítá od rychlosti rotace tělesa, na straně druhé se přičítá. Výsledek se projeví vznikem podtlaku na jedné straně a přetlaku na straně druhé.



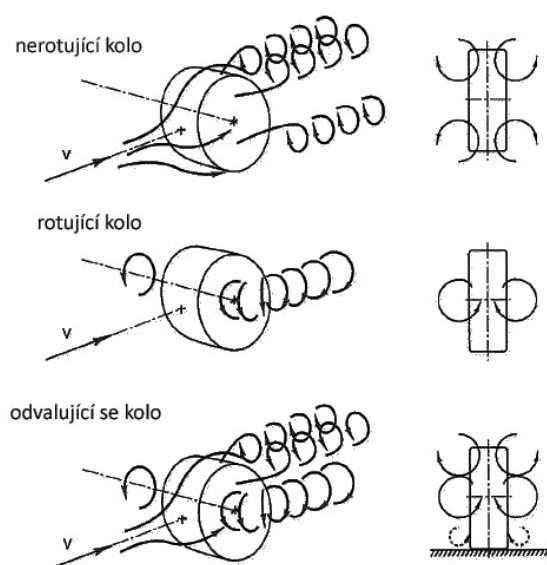
Obr. 54 Vznik Magnusovy síly přeloženo z [31]

Rozhodující vliv na velikost koeficient tlaku (vztlačkové a odporové charakteristiky kola) má místo odtržení přítulného proudění. U nerotujícího kola dochází k odtrhávání volného proudu dříve než je tomu v případě rotujícího kola. [4] V následujícím obrázku je znázorněno, jak dochází k odtržení proudění u rotujícího případně nerotujícího kola.

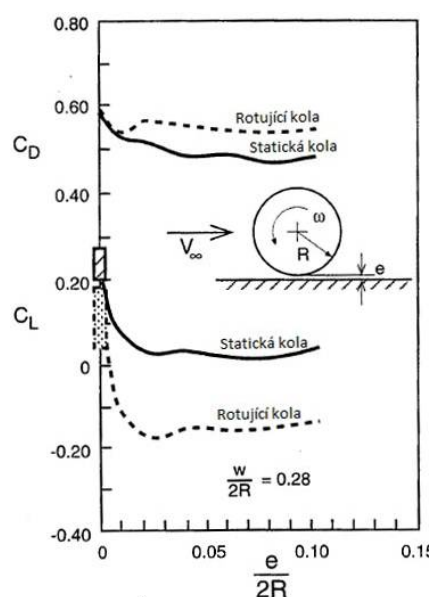


Obr. 55 Obtékání kola- vlevo rotující; vpravo stojící [4]

V obrázku číslo 56 můžeme sledovat, jak se mění proudění v závislosti na pohybu kola. V prvním případě je kolo fixováno, v druhém rotuje volně ve vzduchu a ve třetím případě se odvaluje po vozovce. V každém z uvedených případů lze pozorovat rozdílné proudění v blízkosti obtékaného kola. V obrázku číslo 57 je znázorněno, jak se mohou lišit koeficienty vztlaku a odporu v závislosti na pohybu kola.



Obr. 56 Proudění okolo kola [29]



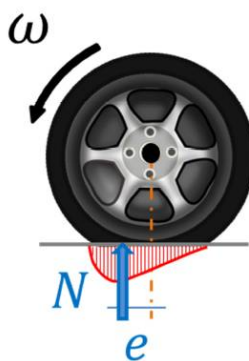
Obr. 57 Změna aerodynamických koeficientů [4]

5.2.2 ODPOR VALENÍ

Další důležitá složka mechanických sil, která je popsána zvlášť, je potom odpor proti valení pneumatiky. Ten vzniká vlivem nerovnoměrného rozložení tlaku pod pneumatikou v kontaktu s vozovkou. Výsledkem je posunutí působíště normálové síly do přední části stopy. Posunutí normálové síly o excentricitu e má za následek vznik momentu, který působí proti směru valení. Valivý odpor představuje nezanedbatelnou složku jízdního odporu. Zanedbáním tohoto odporu dojde ke změně sil, které na kolo a následně na auto působí.



Vznik valivého odporu závisí na několika faktorech. Nejdůležitější faktor je povrch vozovky, po kterém se kolo pohybuje. Další důležitý faktor je nahuštění pneumatiky, při menším tlaku vzduchu v pneumatice dochází k větší deformaci. V pneumatice potom vzniká větší deformační práce. Spolu s deformační prací roste i práce tlumící, což má za následek zvětšování valivého odporu. Právě proto výrobci udávají doporučený tlak, jakým má být pneumatika nahuštěna. Odpor valení je také závislý na úhlové rychlosti kola, s rostoucí rychlostí nestačí pneumatika vyrovňovat v krátkém čase deformace, které vznikly v přední části stopy.[8]



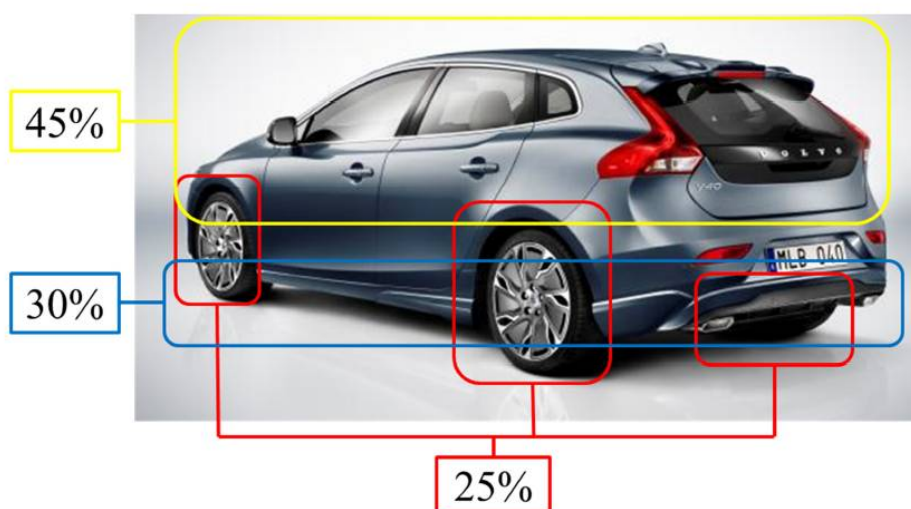
Obr. 58 Vznik momentu proti valení [20]

Moment valivého odporu:
$$M_{rr} = N \cdot e \quad (60)$$

Kde N je normálová síla a e vzdálenost normálové síly od y osy rotace.

5.2.3 ODVOZENÍ AERODYNAMICKÉHO ODPORU ROTUJÍCÍCH KOL

Podle [20] rotující kola představují 25 % aerodynamického odporu, který na vozidlo působí. V následujícím obrázku může být porovnán procentuální podíl vzniku aerodynamických účinků od jednotlivých částí. Pokud zanedbáváme aerodynamický odpor kol, zanedbáváme část síly, která působí na zavěšení. Tyto síly mohou promlouvat nejen do změn zatížení na nápravách, ale také mohou mít vliv na naklonění karoserie.



Obr. 59 Procentuální podíl aerodynamických účinků na vozidle [20]



Aerodynamický odpor rotujících kol závisí na několika faktorech. Tím nejhlavnějším je přívod studeného vzduchu k částem, které je potřeba chladit, zejména tedy brzdové soustavě. Na obrázku vlevo je znázorněn disk, který má malý aerodynamický odpor a na obrázku vpravo je znázorněn disk supersportovního vozu s diskem, který má větší aerodynamický odpor.

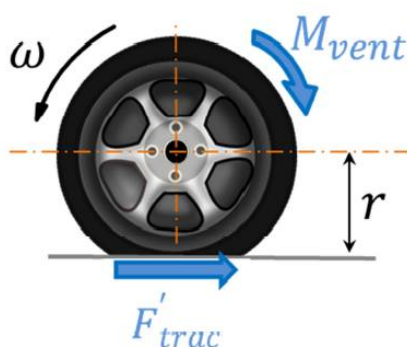


Obr. 60 Aerodynamický disk kola [25]



Obr. 61 Sportovní disk kola [26]

Pomocí obrázku č. 62 odvodíme rovnice pro stanovení aerodynamického odporu kol. Kde F'_{trac} je trakční síla, M_{vent} je moment potřebný pro ventilaci a r je dynamický poloměr kola, který se mění s rychlostí.



Obr. 62 Odvození aerodynamického odporu kola [20]

Moment aerodynamického odporu:

$$M_{vent}(v) = F'_{trac}(v) \cdot r(v) \quad (61)$$

Výkon potřebný pro překonání aerodynamického odporu lze vyjádřit dvěma rovnicemi:

$$P_{vent}(v) = M_{vent}(v) \cdot \omega(v) \quad (62)$$

$$P_{vent}(v) = F_{vent}(v) \cdot v \quad (63)$$



Porovnáním obou rovnic dostaneme výsledný vztah

$$F_{vent}(v) \cdot v = P_{vent}(v) = M_{vent}(v) \cdot \omega(v) \quad (64)$$

$$F_{vent}(v) \cdot v = F'_{trac}(v) \cdot r(v) \cdot \omega(v) \quad (65)$$

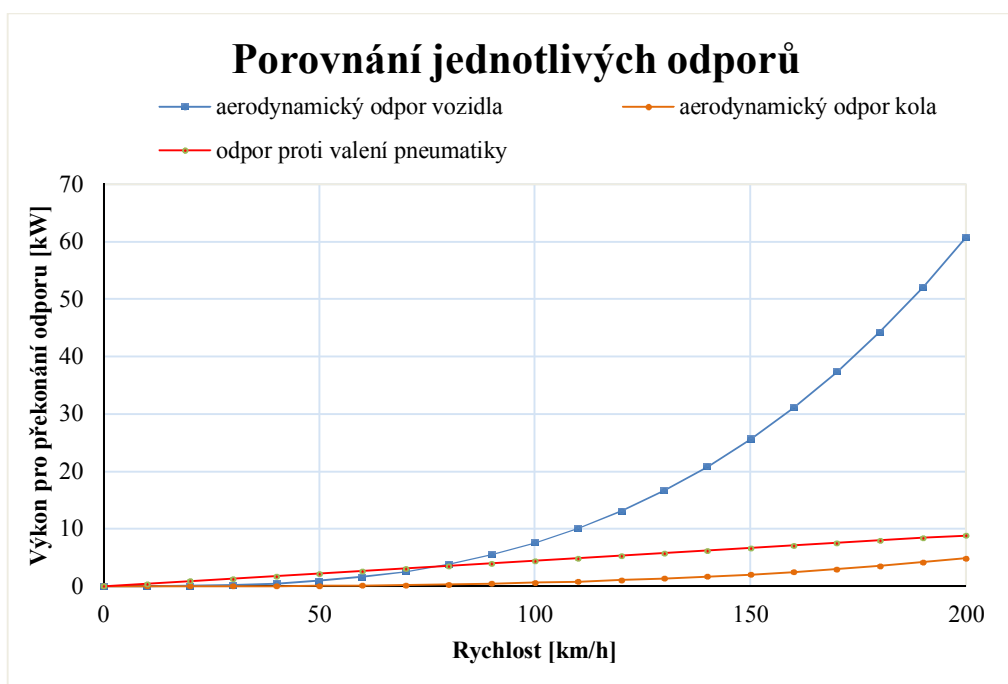
$$F_{vent}(v) \cdot v = F'_{trac}(v) \cdot v \quad (66)$$

$$F_{vent}(v) = F'_{trac}(v) \quad (67)$$

Jak je patrné z výše uvedeného odvození, ekvivalentem aerodynamické síly je složka trakční síly pneumatiky zodpovědné za odporový moment. Pomocí vztahu pro aerodynamickou sílu můžeme psát vztah 68.

$$\text{Aerodynamický odpor kola:} \quad F_{vent} = \frac{1}{2} \cdot c_{d_kolo} \cdot A \cdot \rho \cdot v_{\infty}^2 \quad (68)$$

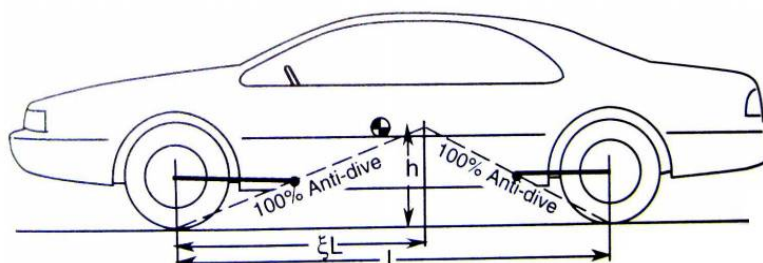
V následujícím grafu můžeme vidět, kolik výkonu je potřeba na překonání jednotlivých odporů. Největší odpor představuje právě vozidlo samotné, z průběhu by se mohlo zdát, že odpor rotujících kol lze zanedbat, nicméně pro vyšší rychlosti (běžné dálniční rychlosti 130 km/h a více) už rotující kola zanedbat nelze.





5.3 VLIV GEOMETRIE

Nastavení anti-dive a anti-squat má vliv zejména při akceleraci a brzdění vozidla. Při akceleraci dochází k odlehčování přední nápravy vlivem setrvačné síly, důsledkem je změna naklonění karoserie. Čím menší hodnota anti-dive, tím více dojde k odlehčení přední nápravy a zatížení nápravy zadní z důvodu přenosu hmotností mezi nápravami. Předklánění karoserie vzniká při brzdění vozidla. O tom, o jakou hodnotu se karoserie vychýlí ze své původní polohy, rozhoduje tzv. anti-dive případně anti-squat efekt. Docílit anti-dive efektu pro přední nápravu lze například umístěním výšky středu klonění do stejné výšky jako je těžiště. Poloha středu klonění v hladině těžiště brání vzniku momentů setrvačných sil vzhledem ke středu stáčení karoserie. V tomto důsledku nevzniká předklánění případně zaklánění karoserie. Pro dosažení anti-dive uspořádání musí být osy uložení ramen přední a zadní nápravy vůči sobě skloněny. Hodnoty anti-dive se udávají v procentech, kdy 0 % značí maximální předklonění karoserie při brzdění, při hodnotě 100 % nenastává žádné předklonění při brzdění. [38]



Obr. 63 Anti-dive [19]

S pohybem karoserie je spojena změna aerodynamických koeficientů. Zejména u závodních aplikací je taková změna nežádoucí, a proto je potřeba podvozky správně nastavit tak, aby aerodynamika byla ovlivněna co nejméně. U osobních aut se anti-dive pohybuje do hodnoty 50 %, protože větší hodnota s sebou přináší některé problémy. Vyšší hodnota anti-dive může vést k přetáčivosti vozidla, vzniku hluku při řazení, může být ovlivněna ovladatelnost při brzdění, ramena jsou více namáhána silami, proto je potřeba robustnější konstrukce a je zapotřebí složitější mechanismus řízení u přední nápravy. [8]

Zejména nastavení geometrie anti-dive u zadní nápravy má vliv na velikost vzniku a přenosu vertikální síly na karoserii automobilu při testování se zablokovánými koly. I malá změna nastavení může přinést změnu naklonění karoserie o několik mm a tím pádem výrazně ovlivnit měření aerodynamických koeficientů.

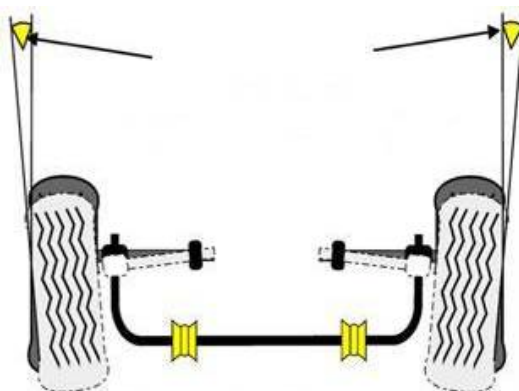
5.4 TŘENÍ V ULOŽENÍ ZAVĚŠENÍ

Další důvod, proč se může skutečná poloha těžiště lišit v modelu a v reálném autě, jsou tření, která vznikají v uložení zavěšení. Ramena nápravy jsou připevněna k rámcům, karoserii, těhlici atd. pomocí konstrukčních prvků, jejichž úkolem je umožnit ramenům pohyb při eliminování nerovností vozovky a zároveň omezit pohyb při působení příčných a podélných sil. Dalším úkolem je omezení hluku a přenosu vibrací z kola na karoserii vozidla.

5.4.1 PRUŽNÉ LŮŽKO ULOŽENÍ TLUMIČE

Rameno může být připevněno ke karoserii pomocí pryžového lůžka. Toto lůžko se nazývá silentblok a omezuje vibrace od kol ke karoserii. Pojem silentblok je odvozený z anglických slov silent = tichý a block = podložit/zajistit. Cílem těchto dílů je tedy především snižovat hladinu hluku, která je v poslední době čím dál tím více sledovaným parametrem zvláště u dopravních prostředků. Materiál používaný pro výrobu těchto komponent je gumová směs. Její největší předností je velmi dobrá tlumicí vlastnost. Hlavní nedostatek je však omezená životnost. Silentbloky se stanou po určitém čase více poddajnými, klesne schopnost přenášet síly a účinnost tlumení rázů se sníží také. Vznikající vůle negativně ovlivňuje geometrii jak předních tak zadních kol. [41]

Nové a kvalitní silentbloky mohou velmi dobře pohlcovat síly přenášené od kol a tím bránit přenosu sil na karoserii. Výsledná změna polohy těžiště v tomto případě nemusí nastat vůbec. Naopak staré silentbloky síly pohlcovat nemusí vůbec a změna polohy karoserie bude ještě větší. Změna polohy karoserie může přinést zvětšení jízdních odporů a tím také další nárůst sil do systému. Je tedy zřejmé, že kvalita a stáří pružných lůžek může výrazně ovlivňovat polohu těžiště reálného vozidla.



Obr. 64 Změna geometrie v důsledku opotřebení pružných lůžek [41]

5.4.2 AXIÁLNÍ LOŽISKO

Přední nápravy MacPherson často využívají pro připevnění tlumiče pružinou miskou s axiálním ložiskem, které umožňuje natočení tlumiče při řídicím pohybu kola. Miska ložiska má schopnost pohlcovat vibrace podobně jako je tomu v případě silentbloku, navíc tento díl obsahuje prvky běžného axiálního ložiska. Ve výsledku může mít stejné účinky jako výše zmíněný silentblok.

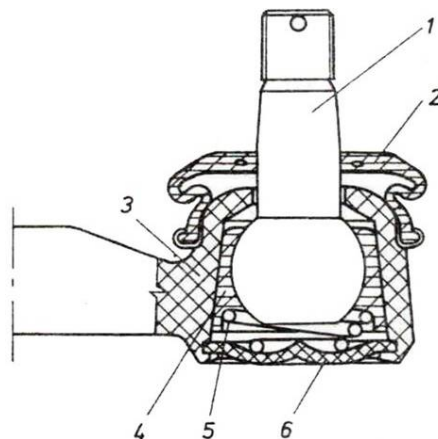
5.4.3 KULOVÝ ČEP

Úkolem kulového čepu je přenášet síly v řízení zároveň se změnou úhlů spojených tyčí řízení při částečném naklápění. Pomocí kulového čepu lze také nastavit odklon kol případně příklon rejdového čepu.

Kulový čep je součástí se zajištěným, tukovým mazáním uvnitř nerozebíratelného pouzdra s dlouhou životností. Pouzdra jsou obvykle vyrobena z umělých hmot a vlastní čep je vyroben z ušlechtilé oceli s vysokou povrchovou pevností. Při opotřebování vzniká vůle jak na čepu, tak i na pánvi. K omezení vůle slouží pružina. Během provozu není nutné kulové čepy mazat.



Důležité je však zabránění vniku vody a nečistot do čepu a to funkcí pryžové manžety. Poškozením pryžové manžety dojde velmi rychle k destrukci čepu vlivem opotřebení předepsané tolerance. Pružina již není schopna kompenzovat opotřebení dosedacích ploch a mezi kulovou částí čepu a pouzdem vzniká vůle, která se rychle zvětšuje. Tato vůle se přenáší do systému řízení, které se tak stává stále více nepřesným. [40]



Obr. 65 Kulový čep (1- kulový kloub, 2- pryžová manžeta, 3- řídicí tyč, 4- pánev kloubu, 5- pružina, 6- víko) [40]

Všechny výše uvedené prvky představují elementy se značným třením, které mohou s ohledem na stáří a opotřebování jednotlivých dílů zachycovat podélné i příčné síly. Výsledkem může být neprojevení se změny polohy těžiště v případě použití nových dílů, které dokáží síly dobře pohlcovat. Naopak větší změny polohy karoserie u dílů opotřebovaných. Kvalita a stáří mohou hrát také významnou roli při změně výsledné polohy karoserie skutečného auta jak při jízdě po rovině, tak v případě různých jízdních manévřů.



Obr. 66 Kulový čep, lůžko uložení ramene, pryžové lůžko uložení tlumiče u nápravy Škoda Fabia [32]



ZÁVĚR

Vozidlo jedoucí po vozovce je vystaveno vnějším aerodynamickým účinkům, které způsobují změny zatížení náprav. Tyto změny zatížení se dají dokázat výpočtem, případně ve větrném tunelu.

Na $\frac{1}{4}$ modelu vozidla byly provedeny simulace pro stanovení vlivu změn aerodynamických účinků na jízdní komfort. Vztlaky působící na přední a zadní nápravě se neprojeví jako důležitý parametr pro stanovení pohodlí ve vozidle. Pro přední nápravu byla detekována změna vlastní frekvence o 0,05 Hz, pro nápravu zadní to bylo 0,03 Hz. Změny vlastní frekvence neodpružené hmoty nenastávají. V dalším kroku byly provedeny simulace jízdy vozidla po dvou typech povrchu vozovky, kdy jeden povrch byla dálnice s novým hladkým povrchem. V druhém případě se jednalo o dálnici s povrchem rozbitým. Na základě výsledků analýzy bylo ověřeno, že aerodynamické účinky, které na vozidlo působí, mají pouze zanedbatelné účinky na změnu vibrací, které působí na sedadlo řidiče. Mnohem výraznější parametr pro stanovení pohodlí vozidla byly vlastnosti povrchu vozovky. V obou případech byly porovnány odezvy od povrchu vozovky. Ani v jednom případě nedošlo k prokazatelnému vlivu aerodynamických sil na jízdní komfort vozidla. Změny velikosti amplitud nebo vlastních frekvencí nebyly pozorovány. Na základě těchto výsledků se dá konstatovat, že aerodynamické účinky způsobují pouze zanedbatelné změny charakteristik kmitavých soustav.

Další část práce se zabývala změnou polohy těžiště při testování vozidel ve starších typech tunelů. Vozidlo, které bylo postaveno v testované části, bylo zajištěno ruční brzdou, která bránila vozidlu v pohybu. Ruční brzda vytváří brzdný moment, který se přenáší na zavěšení automobilu, a následně na karoserii vozidla. Právě tento účinek má za následek změnu polohy těžiště vozidla okolo 4,5 mm. Tato hodnota byla spočítána na základě analytického výpočtu a následně ověřena v počítačovém programu. Naklonění karoserie vede ke změně aerodynamických koeficientů. Ve větrném tunelu potom dochází ke zjišťování jiných parametrů, než jaké se mohou na automobilu vyskytovat ve skutečnosti.

V poslední části byl proveden rozbor jednotlivých vlivů, které mohou způsobovat odlišnosti v poloze šasi vozidla. Na jejichž základě se dá usuzovat, že změna polohy se ve skutečnosti může lišit v závislosti na nastavení podvozku, se změnami silových působení a opotřebením jednotlivých konstrukčních prvků náprav. Je také možné, že význam některých účinků je takový, že výsledná změna polohy těžiště nemusí nastat vůbec. Naklonění karoserie může být také výrazně větší, nebo menší, než bylo ve fázi vývoje uvažováno.

Se změnou výšky těžiště, případně se změnou naklánění karoserie, je spojen další problém v podobě změny aerodynamických koeficientů, které mohou zapříčinit změnu aerodynamických účinků na auto, které způsobí vznik rozdílných sil na karoserii. Tyto síly se mohou projevit dalším nárůstem nebo poklesem výšky těžiště, případně zapříčinit další změnu úhlu naklonění karoserie a tím zapříčinit další nárůst, případně úbytek sil na vozidle. Tento mechanismus se může opakovat až k dosažení nové rovnovážné polohy, která je velmi vzdálená od polohy, která byla zkoumána v aerodynamickém tunelu. To může vést ke změnám zatížení náprav, což má potom vliv na řízení. Může dojít ke změnám přenosu hmotností mezi nápravami při brzdění nebo akceleraci, případně při zatáčení. Ovlivněna může být také dráha pružin v zavěšení při přejezdech nerovností. Pokud tedy chceme zjišťovat aerodynamické koeficienty u auta se zafixovanými koly, je potřeba ho nastavit do vhodné pozice tak, aby naklonění karoserie odpovídalo naklonění při jízdě v reálném provozu, navíc



je potřeba zahrnout do výsledků nejen korekční faktory zohledňující blízkost stěn k modelu, ale také změny koeficientů v důsledku nerotujících kol.

Jako budoucí práce může být vytvořena tzv. aerodynamická mapa, která by se zadala do výpočtového programu. Na jejím základě by se měnily aerodynamické koeficienty v závislosti na naklonění karoserie. Výsledkem by byl nástroj, který by umožnil v počítači lépe simulovat chování vozidla jak ve větrném tunelu, tak v reálném prostředí.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VANČURA, J. *Výpočet aerodynamiky závodního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [2] HEJTMÁNEK, P. *Vliv aerodynamických parametrů na jízdní vlastnosti vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 118 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [3] Horký, M. *Měření aerodynamických charakteristik vozidla na základě jízdních testů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [4] KATZ, Joseph. *Race car aerodynamics: designing for speed*. Cambridge, MA, USA: R. Bentley, 1995, viii, 270 p. ISBN 08-376-0142-8.
- [5] CHANDRA, Satyan, Allison LEE, Steven GORRELL a Greg JENSEN. *CFD Analysis of PACE Formula-1 car*. Birgham, 2011. Brigham Young University.
- [6] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. 1. vydání Danvers: SAE Publications Group, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [7] ČSN ISO 2631-1: *Vibrace a rázy - Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím*. Praha: Český normalizační úřad, 1999.
- [8] Vlk F., *Dynamika motorových vozidel*, Nakladatelství a zasilatelství, 1. vydání, Brno 2001. 434 s. ISBN 80-239-5273-6
- [9] Road Structure Estimation. Lulea tekniska universitet [online]. 2012 [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: <http://www.ltu.se/centres/Centre-for-Automotive-Systems-Technologies-and-Testing/Pagaende-projekt/Road-Structure-Estimation-RSE-1.88001>
- [10] HORTOVÁ, P. *Virtuální model rezonančního adhezního testu závěsu kola dle EUSAMA*. Brno, VUT-FSI., 2009, 61 s.
- [11] VLK F., *Podvozky motorových vozidel*, Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 1. vydání, Brno 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [12] ISO 8608. *Mechanical vibration -Road surface profiles*. 1. International organization for standartization, 1995.
- [13] ADAMS TUTORIAL. U. S. A.: MSC Software, 2012.
- [14] LEATHEWOOD, Jack D. a Linda M. BARKER. *A user-oriented and computerized model for Estimating vehicle ride quality*. Langley, 1984. NASA technical document 2299.
- [16] GANGADHARAN, K.V, C. SUJATHA a V. RAMAMURTI. *Experimental and Analytical Ride Comfort Evaluation of a Railway Coach*. Chennai,India, 2003. Technical document.



- [17] PAPAGIANNAKIS, T. a M. GUJARATHI. *A roughness model describing heavy vehicle-pavement interaction*. Washington, 1995. Research report. Washington State University.
- [18] 7 X 10-Foot High Speed Tunnel. *NASA* [online]. Langeley, 2015 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: http://crgis.ndc.nasa.gov/crgis/images/thumb/2/24/Building_model-3.jpg/600px-Building_model-3.jpg
- [19] GILLESPIE, T. *Fundamentals of vehicle dynamics*. PA: Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1992, 495 s. ISBN 15-609-1199-9.
- [20] VDOVIN, ALEXEY. *Investigation of Aerodynamic Resistance of Rotating Wheels on Passenger Cars*. Gothenburg, 2013. THESIS FOR THE DEGREE OF LICENTIATE OF ENGINEERING. Chalmers University of Technology.
- [21] HUCHO, Wolf-Henrich. *AERODYNAMICS OF ROAD VEHICLES*. Schwalbach, Germany, 1993. Annual reviews.
- [22] SAYERS, M. W. *Dynamic Terrain Inputs to Predict Structural Integrity of Ground Vehicles*. Michigan, 1988. Research. The University of Michigan.
- [23] Wolsvagen. *Volkswagenag* [online]. Germany, 2015 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: http://www.volkswagenag.com/content/vwcorp/info_center/en/themes/2015/12/Windkanal.im.html/infodetail/images/textimage_3/image/494+up+DB2012AU00631_LARGE.JPG
- [24] P. Mlinaric and S. Sebben, "Investigation of the Influence of Tyre Deflection and Tyre Contact Patch on CFD Predictions of Aerodynamic Forces on a Passenger Car," in *MIRA International Conference on Vehicle Aerodynamics*, Coventry, England, 2008.
- [25] The Renault EOLAB aerodynamics. *Car-engineer.com* [online]. 2016 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://www.car-engineer.com/wp-content/uploads/2014/09/Aerodynamics-active-wheel-caps-closed.jpg?46ac1a>
- [26] Anyone seen these in person? In: *8th civic* [online]. 2010 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://www.8thcivic.com/forums/wheel-tire-upgrades/197233-anyone-seen-these-person.html>
- [27] KAČMAŘÍK, bc. Ondřej. *Ideový návrh úprav automobilu Škoda Fabia pro zvýšení průjezdnosti*. Pardubice, 2008. Diplomová práce. Univerzita Pardubice.
- [28] DIMITRIADIS, G. *Experimental Aerodynamics: Wind Tunnel Tests on Road Vehicles*. Liege. Lecture presentation. Universite de Liege.
- [29] HEYDER-BRUCKNER, Jacques. *The aerodynamics of an inverted wing and rotating wheel in ground effect*. Southampton, 2011. Thesis for degree of PhD. University of southampton. Vedoucí práce Profesor Xin Zhang.
- [30] JÖRNSSEN REIMPELL, Helmut Stoll a TRANSLATED FROM THE GERMAN BY AGET LIMITED. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering,*



springing, tyres, construction and calculations advice. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5054-0.

[31] Magnus effect. In: *Wikipedia, the free encyclopedia* [online]. 2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/1/15/Sketch_of_Magnus_effect_with_streamlines_and_turbulent_wake.svg/2000px-Sketch_of_Magnus_effect_with_streamlines_and_turbulent_wake.svg.png

[32] OKÁNÍK, F. Nápravy moderních osobních automobilů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 46 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

[33] MCBEATH, Simon. *Competition car aerodynamics*. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, 2006. ISBN 18-442-5230-2.

[34] HARRIS, WILLIAM. How Car Suspensions Work. In: *How stuff works* [online]. 2016 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://auto.howstuffworks.com/car-suspension4.htm>

[35] Vehicle Cooling air flow. *R-TECH FLUID DYNAMICS* [online]. R-TECH FLUID DYNAMICS, 2014 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://r-techfluidynamics.com/vehicle-level-simulations.aspx>

[36] MICHAEL BLUNDELL, Damian Harty. *Multibody systems approach to vehicle dynamics*. Reprint. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. ISBN 07-506-5112-1.

[37] [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <https://i.ytimg.com/vi/E9ZSAX56m0E/hqdefault.jpg>

[38] HORTOVÁ, P. Virtuální model rezonančního adhezního testu závěsu kola dle EUSAMA. Brno, VUT-FSI., 2009, 61 s.

[39] ŠAMAJ, V. Návrh zavěšení náprav experimentálního vozidla skupiny B. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Rasch.

[40] Podvozkové centrum APM Bilstein - 4. díl: Kulové čepy. *Autoprofiteam* [online]. APM Automotive, 2010 [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.autoprofiteam.cz/article.php?artid=549>

[41] Podvozkové centrum APM Bilstein - 5. díl: Silentbloky. *Autoprofiteam* [online]. APM Automotive, 2010 [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.autoprofiteam.cz/article.php?artid=550>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	čelní plocha
a	$[mm]$	vzdálenost středu kola od středu klonění kola v podélném směru
b	$[mm]$	vzdálenost vozovky od středu klonění kola
C_{d_kolo}	$[-]$	součinitel aerodynamického odporu kola
C_{Mx}	$[-]$	součinitel momentu klopení
C_{My}	$[-]$	součinitel momentu klonění
C_{Mz}	$[-]$	součinitel momentu stáčení
c_s	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	hodnota tlumení pneumatiky (odpružené hmoty)
c_u	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	hodnota tlumení tlumiče (neodpružené hmoty)
c_y	$[-]$	součinitel boční síly
c_y	$[-]$	součinitel odporu
c_z	$[-]$	součinitel vztlakové síly
D_s	$[mm]$	posunutí pružiny
D_w	$[mm]$	posunutí kola
e	$[m]$	excentricita
F'_{trac}	$[N]$	trakční síla kol
F_{cs}	$[N]$	tlumící síla pneumatiky (odpružené hmoty)
F_{cu}	$[N]$	tlumící síla tlumiče (neodpružené hmoty)
F_{dyn}	$[N]$	dynamická síla
F_{ks}	$[N]$	síla od pneumatiky (odpružené hmoty)



F_{ku}	[N]	síla od pružiny tlumiče (neodpružené hmoty)
f_{sf}	[Hz]	vlastní frekvence odpružené hmoty bez aerodynamických účinků- přední náprava
F_{sp}	[N]	předběžné zatížení pružiny v zavěšení
f_{sr}	[Hz]	vlastní frekvence odpružené hmoty bez aerodynamických účinků - zadní náprava
F_{tp}	[N]	předběžné zatížení pneumatiky
f_u	[Hz]	vlastní frekvence neodpružené hmoty
f_{uf}	[Hz]	vlastní frekvence neodpružené hmoty-přední náprava
f_{ur}	[Hz]	vlastní frekvence neodpružené hmoty- zadní náprava
F_v	[N]	vertikální složka brzdné síly
f_{vztlak_f}	[Hz]	vlastní frekvence odpružené hmoty s aerodynamickými účinky - přední náprava
f_{vztlak_r}	[Hz]	vlastní frekvence odpružené hmoty s aerodynamickými účinky - zadní náprava
F_x	[N]	odporová síla
F_y	[N]	boční síla
F_z	[N]	vztlaková síla
F_{z_celk}	[N]	celková hmotnost odpružené hmoty
F_{zf}	[N]	zatížení pod přední nápravou
F_{zr}	[N]	zatížení pod zadní nápravou
F_{zuf}	[N]	zátěž přední nápravy
F_{zur}	[N]	zátěž zadní nápravy
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
G_a	$\left[\frac{1}{m \cdot cyklus} \cdot 10^{-6} \right]$	PSD parametr zrychlení



G_e	$\left[\frac{m^3}{\text{cyklus}} \cdot 10^{-6} \right]$	PSD parametr výchylky
G_s	$\left[\frac{m}{\text{cyklus}} \cdot 10^{-6} \right]$	PSD parametr rychlosti
h	$[mm]$	výška nerovnosti na vozovce
$H(j\omega)$	$[-]$	amplitudové spektrum
$h(t)$	$[-]$	časový průběh nerovností
$h(x)$	$[-]$	náhodná funkce
k_s	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost zavěšení
K_{sf}	$[N \cdot mm^{-1}]$	přepočítaná tuhost zavěšení na přední nápravě
K_{sr}	$[N \cdot mm^{-1}]$	přepočítaná tuhost zavěšení na zadní nápravě
K_{sw}	$[N \cdot mm^{-1}]$	přepočítaná tuhost zavěšení
k_u	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost pneumatiky
l	$[m]$	rozvor náprav
L_s	$[mm]$	vzdálenost k pružině
L_w	$[mm]$	vzdálenost ke kolu
m_f	$[kg]$	hmotnost na přední nápravě
M_{Mx}	$[N \cdot m]$	moment klopení
M_{My}	$[N \cdot m]$	moment klonění
M_{Mz}	$[N \cdot m]$	moment stáčení
m_r	$[kg]$	hmotnost na zadní nápravě
MR	$[-]$	moation ratio
M_{rr}	$[Nm]$	moment valivého odporu



m_s	$[kg]$	hmotnost odpružené hmoty
m_u	$[kg]$	hmotnost neodpružené hmoty
m_{uf}	$[kg]$	hmotnost přední nápravy (neodpružené hmoty)
m_{ur}	$[kg]$	hmotnost zadní nápravy (neodpružené hmoty)
M_{vent}	$[Nm]$	ventilační moment
N	$[N]$	Normálová síla pneumatiky
r	$[m]$	rozchod kol
s_{be}	$[m]$	subtangenta pneumatiky
s_f	$[mm]$	posunutí přední nápravy
$S_h(\omega)$	$[m^2]$	výkonové spektrum
$S_h(\Omega)$	$[m^3]$	spektrální hustota nerovností
$S_h(\omega)$	$[m^2s]$	výkonová spektrální hustota
s_r	$[mm]$	posunutí zadní nápravy
v	$[km \cdot h^{-1}]$	rychlost vozidla
z_{rel}	$[mm]$	relativní výchylka odpružené hmoty
z_s	$[mm]$	zobecněná výchylka odpružené hmoty
z_u	$[mm]$	zobecněná výchylka neodpružené hmoty
z_{urel}	$[mm]$	relativní výchylka neodpružené hmoty
Δh_t	$[mm]$	změna polohy těžiště
ΔW_f	$[N]$	změna zatížení na přední nápravě
ΔW_r	$[N]$	změna zatížení na zadní nápravě
θ	$[^\circ]$	výchylka kapoty



ω_{sr}	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence odpružené hmoty se vztlak. silou- zadní náprava
ω_{vztlak_f}	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence odpružené hmoty se vztlak. silou- přední náprava
ω_{vztlak_r}	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence odpružené hmoty se vztlak. silou- zadní náprava
ω_u	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence neodpružené hmoty
ω_{uf}	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence neodpružené hmoty- přední náprava
ω_{ur}	$[rad \cdot s^{-1}]$	vlastní úhlová frekvence neodpružené hmoty- zadní náprava
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota (vzduchu)
\ddot{z}_s	$[m \cdot s^{-2}]$	zobecněné zrychlení odpružené hmoty
\dot{z}_s	$[m \cdot s^{-1}]$	zobecněná rychlost odpružené hmoty
\dot{z}_u	$[m \cdot s^{-1}]$	zobecněná rychlost neodpružené hmoty
\ddot{z}_u	$[m \cdot s^{-2}]$	zobecněné zrychlení neodpružené hmoty